ResearchGate

See discussions, stats, and author profiles for this publication at: https://www.researchgate.net/publication/317345715

mechanical engineering design 2 by osama elmardi

Book · June 2017

CITATIONS
0

READS
2,583

1 author:

Osama Mohammed Elmardi Suleiman Khayal
Nile Valley University

2,099 PUBLICATIONS **2,916** CITATIONS

SEE PROFILE

Some of the authors of this publication are also working on these related projects:

Project engineering instrumentation and control View project

Project theory of machines View project

All content following this page was uploaded by Osama Mohammed Elmardi Suleiman Khayal on 05 June 2017.

The user has requested enhancement of the downloaded file.

Mechanical engineering design

Author: Osama Mohammed Elmardi Suleiman

Faculty of engineering and technology

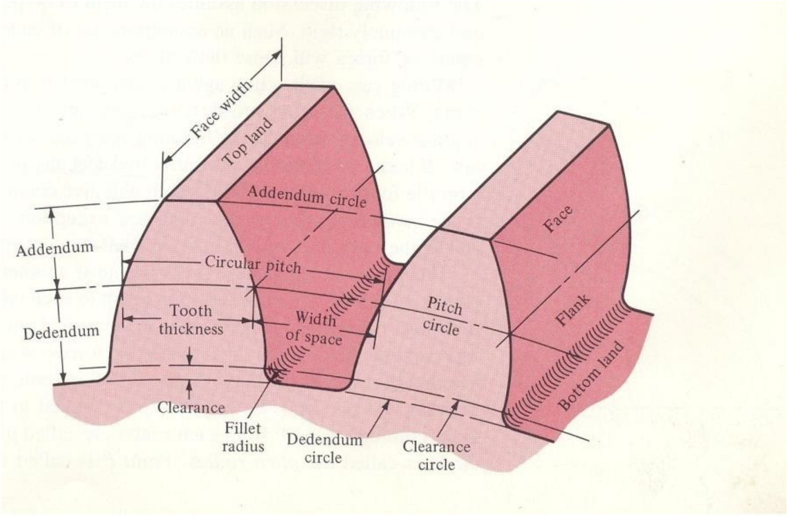
Nile Valley University

بسم الله الرحمن الرحيم

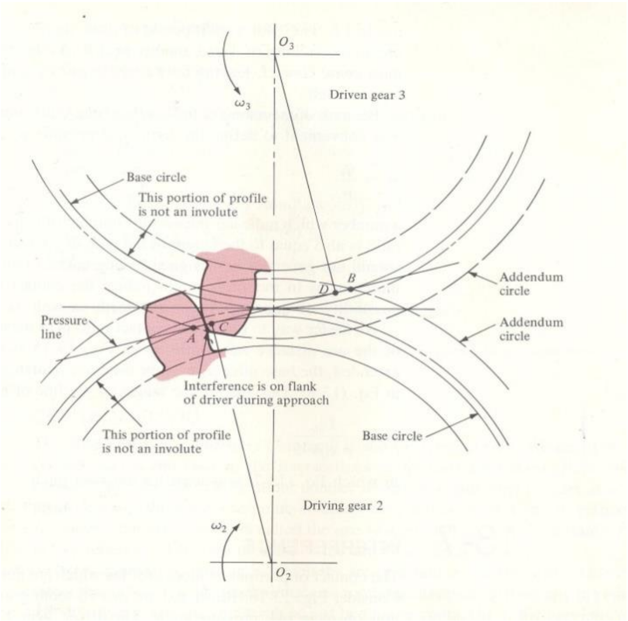
الباب الاول

تصميـــم التروس

1.1 القوى المؤثرة على أسنان التروس الأسطوانية :



الشكل(1.1)



الشكل(1.2)

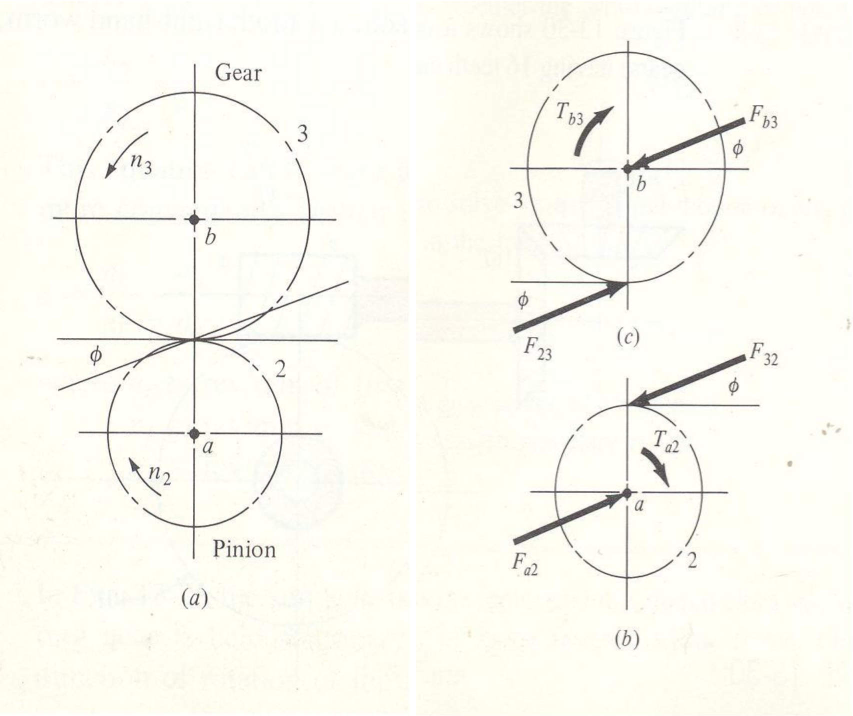
الاشكال (1.1) (1.2) توضح بعض المصطلحات المستخدمة للتروس.

الشكل (1.3) يوضح بنيون 2 مركب على عمود قائد A ، يعشق مع الترس 3 والمركب على العمود المنقاد B .

القوة المؤثرة على أسنان الترس المنقاد هي F_{23} فى اتجاه خط الضغط. يمكن تحليل هذه القوة الى مركبتين أحداهما فى اتجاه المماس ، F^{t}_{23} وتسمي المركبة المماسية وهي المركبة المفيدة والتي تتسبب فى نقل العزم وتسمي أيضا القوة المنقولة (transmitted load) ويرمز لها احيانا بالرمز W_t . المركبة الأخرى وهي المركبة

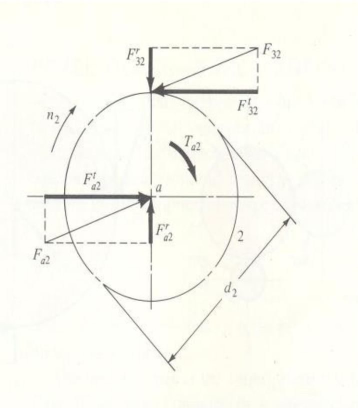
النصف قطرية F^{r}_{23} وهي مركبة غير مفيدة وتنقل فقط الى العمود ومنه الى محامل الإسناد. أسنان الترس المنقاد تؤثر بالقوة F_{32} كرد فعل على اسنان الترس القائد وتكون مساوية فى المقدار للقوة F_{23} ولكن تعمل فى الاتجاه المعاكس. يمكن تحليل القوة F_{32} أيضا الى مركبة مماسية ومركبة نصف قطرية.

الشكل(1.3)



الشكل(1.4)

يوضح مخطط الجسم الحر (Free body diagram)للترس الصغير 2 (pinion) والذي يقع تحت تأثير القوى F^{t}_{32} و F^{r}_{32} من أسنان الترس 3 والقوى F^{x}_{A2} و F^{y}_{A2} وهي قوى رد فعل تؤثر من العمود A على الترس 2 فى اتجاه x و y على التوالى.



الشكل(1.4)

T_{A2} هو العزم المؤثر من العمود A على الترس 2. العزم المؤثر من الترس2 على العمود A هو T_{2A} ويساوي

فى المقدار T_{A2} ولكنه فى الاتجاه المعاكس.

تعطي القوة المنقولة W_t بالعلاقة :

$$W_t = T / r_{p2} \quad .... \quad (1.1)$$

حيث T : هو العزم المؤثر

r_{p2} : هو نصف قطر دائرة الخطوة للبنبون (الترس2)

اذا كانت القدرة المنقولة هي P kW فان العزم T يعطي بالعلاقة :

$$T = \frac{P}{w} = \frac{P \times 60}{2\pi n}(kN) \quad .... \quad (1.2)$$

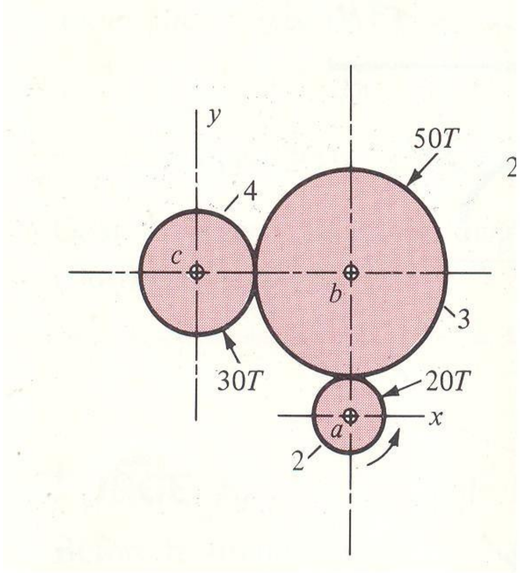
وبتعويض (1.2) فى (1.1) فان القوة المنقولة هي :

$$W_t = \frac{P \times 60 \times 10^3}{\pi n d_p}(kN) \quad .... \quad (1.3)$$

حيث n هي سرعة الدوران (rpm) و d_p هو قطر دائرة الخطوة بالمليمتر (mm).

مثال (1.1):

بنيون A عدد اسنانه 20 ينقل قدرة مقدارها 2.5 kW عند السرعة 1750 rpm الى ترس C عدد اسنانه 30 من خلال ترس وسيط B عدد اسنانه 50. **المقنن** (module)، m = 2.5 ، زاوية الضغط (pressure angle) ، $\phi = 20^\circ$ **أوجد** القوى المؤثرة على الترس B .

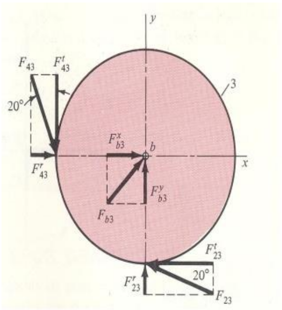


الحل:

قطر دائرة الخطوة للترس A هو : $d_{pA} = N_A m = 20 \times 2.5 = 50\,mm$

وللترس B هو $d_{pB} = N_B . m = 50 \times 2.5 = 125\,mm$

القوة المنقولة هي:



$$w_t = \frac{2.5 \times 60 \times 10^3}{\pi \times 1750 \times 50} = 0.546\,kN$$

∴ المركبة المماسية من الترس A على الترس B هي :

$$F^t_{Ab} = W_t = 0.546\,kN$$

المركبة النصف قطرية هي :

$$F^r_{AB} = F^t_{AB} \tan\phi$$

$$= 0.546 \times \tan 20^\circ = 0.199\,kN$$

القوة الكلية المؤثرة على خط الضغط من A على B هي :

$$F_{AB} = \frac{F^t_{AB}}{\cos\phi} = \frac{0.546}{\cos 20} = 0.581\,kN$$

الترس B ، ترس وسيط وبالتالي لا ينقل عزم الى العمود P بل يحول كل القدرة من العمود O الي العمود Q من خلال الترس C وعليه فان القوة المنقولة تظل ثابتة (نفس نصف القطر للترس B) وعليه فان المركبة المماسية المؤثرة من الترس C على الترس B تساوي القوة المنقولة W_t أي أن:

$$F^t_{CB} = W_t = 0.546\,kN$$

$$F^r_{CB} = 0.199\,kN$$

ايضاً : $F_{CB} = 0.581\,kN$

مركبتي القوة المؤثرة على الترس B هما :

فى اتجاه x :

$$F_{BP}^{x} = F_{AB}^{t} - F_{CB}^{r} = 0.546 - 0.199 = 0.347\,kN$$

تؤثر ناحية اليمين.

في اتجاه y :

$$F_{BP}^{y} = F_{CB}^{t} - F_{AB}^{r} = 0.546 - 0.199 = 0.347\,kN$$

تؤثر الى اعلي.

هذه القوى تنتقل من الترس B على العمود P

وعليه فإن مركبتي رد الفعل من العمود P على الترس B هما :

فى اتجاه x : $F_{PB}^{x} = 0.347\,kN$ تؤثر ناحية اليسار.

فى اتجاه y : $F_{PB}^{y} = 0.347\,kN$ تؤثر الى أسفل.

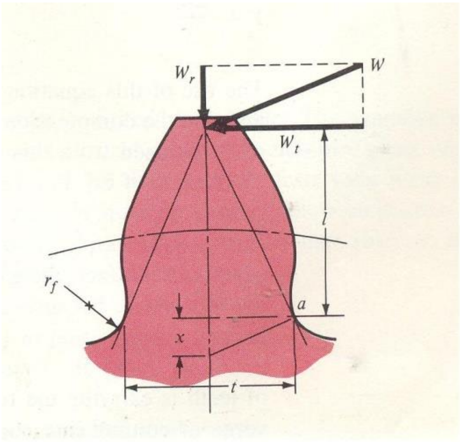
∴ محصلة القوة المؤثرة من العمود P على الترس B هي

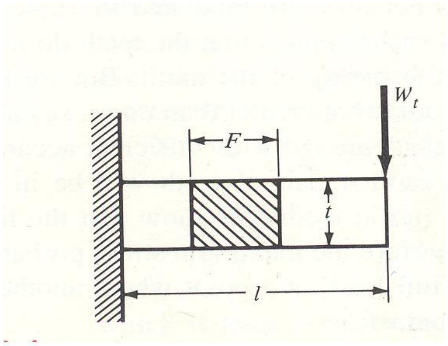
$$F_{PB} = \sqrt{\left(F_{PB}^{x}\right)^2 + \left(F_{PB}^{y}\right)^2} = 0.49\,kN$$

1.2.1تحديد حجم الترس **(** Determination of **gear size)** :-

الشكل(1.6) الشكل(1.5)

معادلة لويس:





الشكل (1.5) يوضح إحدي أسنان ترس اسطواني ينقل قدرة . يتم تحليل القوة الكلية المؤثرة على السن الى مركبتين :

المركبة F^r فى اتجاه

نصف القطر وتتسبب فى خلق اجهاد ضغط ، المركبة F^t والتى تساوي القوة المنقولة W_t فى اتجاه المماس وتتسبب فى خلق عزم انحناء وبالتالى اجهاد انحناء على السن وهو الاجهاد المعتبر فى تحديد حجم السن.

الشكل (1.6) يوضح نفس السن وقد تم اعتباراها كعارضة وتدية (cantilever) مثبتة عند الجذر وتقع تحت تأثير حمل مركز عند الطرف الحر. من الواضح ان عزم الانحناء الاقصى يحدث عند الجذر الشكل (1.6) ويساوي :

$$\hat{M} = W_t \, h$$

∴ اجهاد الانحناء الأقصي هو :

$$\sigma = \frac{W_t h}{I} \cdot \frac{t}{2}$$

حيث t : هو سمك السن عند الجذر ، h هو عمق السن ، I هو العزم الثاني للمساحة لمقطع السن ويساوي :

$$I = \frac{F\,t^3}{12}$$

حيث F : هو عرض السن.

وعليه فإن اجهاد الانحناء الأقصي هو :

$$\sigma = \frac{6W_t h}{F\,t^2}$$

بضرب كل من البسط والمقام في الخطوة الدائرية p فان

$$\sigma = \frac{W_t}{F\,p} \cdot \frac{6hp}{t^2}$$

$$\sigma = \frac{W_t}{F\,P\,y} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots \quad (1.4)$$

أو :

حيث :

$$y = \frac{t^2}{6\,h\,p}$$

تعرف الكمية y بمعامل الشكل (Lewis form factor) وتعرف المعادلة (1.4) بمعادلة لويس (Lewis equation) وتعتبر فقط الاجهاد الناتج عن المركبة المماسية للقوة مع اهمال اجهاد الضغط الناتج عن المركبة النصف قطرية يمكن كتابة المعادلة (1.4) بدلالة المقنن ، (module) m أو الخطوة القطرية P,(diametral pitch).

تعطي الخطوة الدائرية بالعلاقة :

$$P = \pi\, m$$

$$\therefore \quad \sigma = \frac{W_t}{F \pi m y}$$

أو

$$\sigma = \frac{W_t}{F\ mY}$$

حيث: $Y = \pi y$

الجدول ادناه يوضح قيم معامل الشكل Y (Form Factor) حسب عدد الأسنان على الترس لزاوية الضغط 20° وعمق كامل للاسنان :

No. of teeth	Y
12	0.245
13	0.261
14	0.277
15	0.290
16	0.296
17	0.303
18	0.309
19	0.314
20	0.322

No. of teeth	Y
21	0.328
22	0.331
24	0.337
26	0.346
28	0.353
30	0.359
34	0.371
38	0.384
43	0.397

No. of teeth	Y
50	0.409
60	0.422
75	0.435
100	0.447
150	0.460
300	0.472
400	0.480
Rack	0.485

التأثير الديناميكي (Dynamic Effects):

عندما يتم تشغيل ترسين معشقين عند سرعات متوسطة أو عالية يكون هنالك ضوضاء مما يدل على وجود تأثير ديناميكي ، ولاعتبار هذا التأثير يستخدم معامل السرعة k_v فى معادلة لويس لتصبح المعادلة كما يلي :

$$\sigma = \frac{W_t}{F\, mY\, k_v} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots \quad (1.5)$$

فى هذه المعادلة :

σ : هو اجهاد التشغيل المسموح به (N/mm2) ويعطي بالعلاقة :

$$\sigma = \frac{\sigma_y}{F.S}$$

حيث σ_y هو اجهاد الخضوع للمادة المستخدمة و F.S هو عامل الأمان،

فى الاحوال العادية يستخدم عامل امان بين 3 و 5 أما فى حالة وجود اهتزاز او صدمات فيتم استخدام قيم اكبر .

Wt: هى القوة المنقولة بالنيوتن (N)

F : عرض السن بالمليتر (mm)

m : المقنن (module) بالمليتر (mm)

Y : معامل الشكل (من الجداول).

Kv: معامل السرعة (Velocity factor) ويعطي بالعلاقة :

$$K_v = \frac{3.05}{3.05 + v}$$

حيث v هي سرعة خط الخطوة (Pitch line velocity) (m/s) وتعطي بالعلاقة :

$$v = \frac{\pi\, d\, n}{60 \times 10^3}$$

حيث d : هو قطر دائرة الخطوة بالملميتر (mm)

n : هي السرعة الزاوية (rpm)

عند استخدام نظام الوحدات البريطاني تكون المعادلة (1.5) فى الصورة:

$$\sigma = \frac{W_t P}{F\, Y\, K_v} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots \quad (1.6)$$

حيث : σ : هو اجهاد التشغيل المسموح به (psi) ، $\sigma = \frac{\sigma_y}{F.S}$

Wt : هي القوة المنقولة (lb)

F : عرض السن بالبوصه (in)

P : هي الخطوة القطرية (teech/in)

Y : معامل الشكل (من الجداول)

Kv : معامل السرعة ويعطي بالعلاقة :

$$K_v = \frac{600}{600 + v}$$

v : هي سرعة خط الخطوة (ft/min) وتعطي بالعلاقة :

$$v = \frac{\pi\, d\, n}{12}$$

d : هو قطر دائرة الخطوة بالبوصة (in)

n : السرعة الزاوية (rpm)

فى عملية تصميم التروس يكون المطلوب عادة هو تحديد عرض السن F ويتم ايجاده باستخدام طريقة المحاولة والخطأ (trial and error) على اساس

أن تتحقق العلاقة الاتية : $3\,p \le F \le 5\,p$

حيث p هي الخطوة الدائرية (circular pitch)

المعلومات المطلوبة لتصميم الترس هي :

القدرة المنقول, السرعة   تكون محددة قبل بداية عملية التصميم

المادة المستخدمة   عامل الأمان   عدد الأسنان   يتم تحديدها حسب ما يتطلب التصميم

تتلخص الطريقة فى الخطوات التالية :

بمعرفة المادة المستخدمة أوجد قيمة اجهاد الخضوع σ_y من الجدول.

بمعرفة عامل الأمان أوجد قيمة اجهاد التشغيل المسموح به:

$$\sigma = \frac{\sigma_y}{F.S}$$

حدد عدد الأسنان على الترس الأصغر (البنيون) حسب ما   يتطلب التصميم.

افرض قيمة محددة للمقنن ، m ، أو الخطوة القطرية P.

أحسب قطر دائرة الخطوة d.

أحسب سرعة خط الخطوة v من العلاقة :

$$v = \frac{\pi d n}{60 \times 10^3}$$

حيث d : قطر دائرة الخطوة بالملميتر (mm)

n : السرعة الزاوية (rpm)

أو من العلاقة :

$$v = \frac{\pi d n}{12}$$

حيث d : قطر دائرة الخطوة بالبوصه (in)

n : السرعة الزاوية (rpm)

(7) أحسب القوة المنقولة من العلاقة :

$$W_t = \frac{H \times 10^3}{v}$$

حيث : Wt : هي القوة المنقولة بالنيوتن (N)

H : هي القدرة المنقولة بالكيلو واط (kW)

v : هي سرعة خط الخطوة (m/s)

أو من العلاقة :

$$W_t = \frac{H \times 33000}{v}$$

حيث : W : القوة المنقولة بالرطل (lb)

H : القدرة المنقولة بالحصان (hp)

v : هي سرعة خط الخطوة (ft/min)

(8) أحسب معامل السرعة من العلاقة :

$$K_v = \frac{3.05}{3.05 + v}$$

v : هي السرعة (m/s)

أو من العلاقة :

$$K_v = \frac{600}{600 + v}$$

حيث v : هي السرعة (ft/min)

(9) أوجد معامل الشكل Y من الجدول.

(10) باستخدام معادلة لويس المعادلة (1.5) او المعادلة (1.6) أوجد عرض السن F

(11) أحسب الخطوة الدائرية : $p = \pi m$ أو $p = \frac{\pi}{P}$

(12) تأكد من أن قيمة F تحقق العلاقة $3p \le F \le 5p$

(13) اذا كانت قيمة F لا تحقق العلاقة اعلاه اعد التحسيب ابتداء من الخطوة (4) أو الخطوة (3)

ملحوظة : تستخدم معادلة لويس لتحديد الحجم المبدئي للترس بعد ذلك يجب التأكد من مقاومة الكلال والتآكل الاحتكاكي

مثال (1.2) :

زوج من التروس يخفض السرعة بنسبة 1 : 4 ويستخدم على محرك كهربائي قدرته 100 hp وسرعته 1120 rpm النظام المستخدم للأسنان هو 20° ، عمق كامل (Full depth) ، المادة المستخدمة لها اجهاد خضوع 86 kpsi ، أوجد الحجم المناسب للأسنان.

الحل :

القدرة : H = 100 hp

السرعة : n = 1120 rpm

اجهاد الخضوع :

$$\sigma_y = 86 \times 10^3 \ psi$$

افرض عامل أمان : F.S = 4

∴ اجهاد التشغيل هو :

$$\sigma = \frac{86 \times 10^3}{4} = 21.5 \times 10^3 \ psi$$

افرض عدد الأسنان على الترس الصغير (البينون) هو N = 18

∴ عدد الأسنان على الترس هو : N = 18 x 4 = 72

افرض خطوة قطرية P = 4

قطر دائرة الخطوة للترس الصغير هو :

$$d_p = \frac{N}{p} = \frac{18}{4} = 4.5''$$

سرعة خط الخطوة هي :

$$v = \frac{n\,d\,n}{12} = \frac{\pi \times 4.5 \times 1120}{12} = 1320\ ft/\min$$

∴ القوة المنقولة هي :

$$W_t = \frac{H \times 33000}{1320} = 2500\,Ib$$

معامل السرعة هو :

$$K_v = \frac{600}{600+1320} = 0.313$$

من الجدول ولعدد اسنان 18 ، فان معامل الشكل هو : Y= 0.309

باستخدام المعادلة (1.6) :

$$F = \frac{W_t P}{\sigma Y K_v} = \frac{2500 \times 4}{21.5 \times 10^3 \times 0.309 \times 0.313} = 4.8''$$

الخطوة الدائرية هي :

$$P = \frac{\pi}{P} = \frac{\pi}{4} = 0.785''$$

∴ $3P = 3 \times 0.785 = 2.36''$ و $5P = 5 \times 0.785 = 3.93''$

∴ قيمة F لا تحقق العلاقة : $3P \le F \le 5P$

أفرض خطوة قطرية : P = 3

∴ $$d_p = \frac{18}{3} = 6''$$

∴ $$v = \frac{\pi\,d\,n}{12} = \frac{\pi \times 6 \times 1120}{12} = 1760\ ft/\min$$

$$W_t = \frac{33000 \times H}{v} = \frac{33000 \times 100}{1760} = 1875\,Ib$$

معامل السرعة :

$$K_v = \frac{600}{600 + 1760} = 0.254$$

معامل الشكل له نفس القيمة (نفس عدد الأسنان للبنيون) Y = 0.309 ، أجهاد التشغيل ايضا له نفس القيمة (نفس المادة ونفس قيمة عامل الأمان) : ∴

$$\sigma = 21.5 \times 10^3\ psi$$

∴ عرض السن هو :

$$F = \frac{W_t \times P}{\sigma Y K_v} = \frac{1875 \times 3}{21.5 \times 10^3 \times 0.309 \times 0.254} = 3.33''$$

الخطوة الدائرية :

$$p = \frac{\pi}{P} = \frac{\pi}{3} = 1.047''$$

$$5p = 5 \times 1.045 = 5.23'' \quad \therefore \quad 3p = 3 \times 1.045 = 3.14''$$

∴ قيمة F اعلاه تحقق العلاقة : $3p \le F \le 5p$

وعليه فان عرض السن هو : $d_p = 6''$

قطر الخطوة للبنيون هو : $d_p = 6''$

قطر الخطوة للترس هو : $d_y = 6 \times 4 = 24''$

عدد الأسنان على البنيون : N = 18

عدد الأسنان على الترس : N = 18 x 4 = 72

طرف السن (addendum) هو : $a = 1/P = 0.333''$

جذر السن (dedundum) هو: $b = 1.25/P = .0.417''$

قطر دائرة الاساس هو : $d_p = 2r_b = 2r_p \cos\phi$

∴ قطر دائرة الاساس للبنيون : $d_{bp} = 2 \times 3 \times \cos 20^0 = 5.638''$

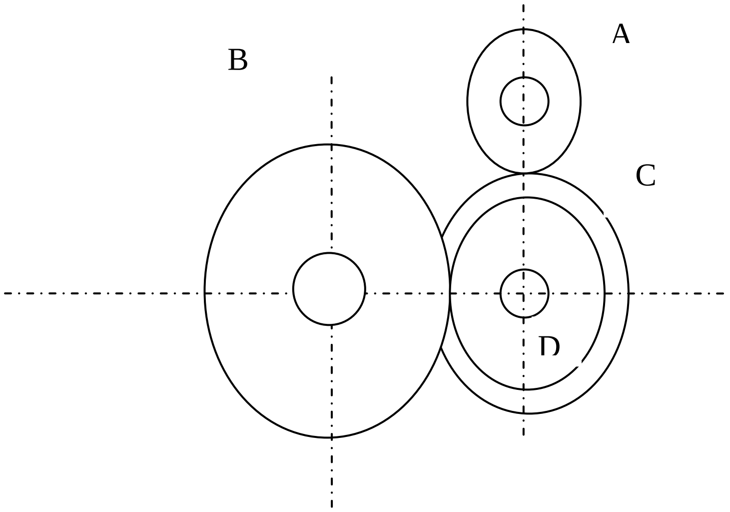
وقطر دائرة الاساس للترس : $d_{bg} = 2 \times 12 \times \cos 20^0 = 22.553''$

مسائل :

(1.1) منظومة التروس الموضحة فى الشكل تتكون من اربعة تروس A ، B ، C ، D عدد اسنانها على التوالى هو : 18 ، 48 ، 32 و 18 زاوية الضغط المستخدمة 20° والخطوة القطرية 2 . الترس A مركب على العمود x ، B على العمود Y والترسان C و D على العمود Z . تنقل المنظومة قدرة مقدارها 200 hp من العمود X الى العمود Y من خلال العمود الوسيط Z. سرعة العمود X هي 1800 rpm فى اتجاه دوران عقارب الساعة. أرسم مخطط الجسم الحر للترسين C و D ومن ثم أوجد القوى المؤثرة من هذين الترسين على العمود الوسيط Z .

(1.2) مطلوب تصميم زوج من التروس الأسطوانية لنقل قدرة مقدارها 3.5 kW ، عدد الأسنان على الترس الصغير (البنيون) 19 ، وسرعته 1200 rpm ، النظام المستخدم فى الاسنان هو 20° عمق كامل. اجهاد الخضوع للمادة المتوفرة لتصنيع التروس هو 280 N/mm2. أوجد الاحجام المناسبة للتروس.

(3.3) ترس صغير (بنيون) A مركب عند منتصف عمود X ، طوله 0.2 m . ومسنود عند اطرافه بواسطة محامل ، ينقل الترس الصغير A قدرة مقدارها 7.5 kw من العمود X الى عمود موازٍ Y من خلال التعشيق مع الترس B المركب على العمود Y ، سرعة العمود X 1450 rpm . النظام المستخدم على الاسنان هو 20° عمق كامل. اجهاد الخضوع للمادة المستخدمة هو $300\,N/mm^2$. نسبة تخفيض السرعة من العمود X الى العمود Y هي 1 : 2.5 اوجد الحجم المناسب للتروس وردود الافعال عند محامل اسناد العمود x.



مشروع تصميم منظومة نقل قدرة

في احد مصانع النسيج توجد ماكينة تعمل عند السرعة $200\,rpm$ ويتم تشغيلها بواسطة محرك كهربائي يولد قدرة مقدارها $7.2\,kW$ ، عند السرعة $1200\,rpm$. مطلوب تصميم منظومة لنقل القدرة من المحرك الى الماكينة . يجب ان يشتمل التصميم على الاتي:

1. تصميم مجموعة التروس ويشتمل على الاتي:

تحديد عدد التروس وترتيبها ، عدد الاسنان على كل ترس ، حجم التروس: الاقطار ، عرض الاسنان المقتن ... الخ .

2. تصميم صندوق التروس : الوضع النسبي للتروس.
3. اختيار سير مخروطي لنقل الحركة من المحرك الى صندوق التروس: نوع السير، عدد السيور المطلوبة، اقطار البكرات المستخدمة.
4. تصميم العمدان المستخدمة : تحديد القطر ، الطول ، الشكل، (الكتفات المطلوبة لتثبيت الاجزاء المركبة على العمود).
5. تحديد الخوابير المناسبة مع كل ترس.
6. اختيار محامل الاسناد للعمدان (محامل كريات (ball bearings))
7. تثبيت المحامل في هيكل صندوق التروس.

اكتب تقريرا يتضمن كل الجوانب المذكورة اعلاه مع اعداد رسم هندسي،مساقط قطاعية لصندوق التروس توضح كل اجزاء الصندوق بالاضافة الى مساقط قطاعية توضح طريقة اسناد المحامل المستخدمة.

ملحوظة:

(1) القطر الخارجي لصرة الترس يعطي بالعلاقة :

$$D_1 = \frac{7D}{4} + \frac{1}{4}$$

حيث: D1 هو قطر الصرة الخارجي بالبوصة

D هو قطر العمود بالبوصة

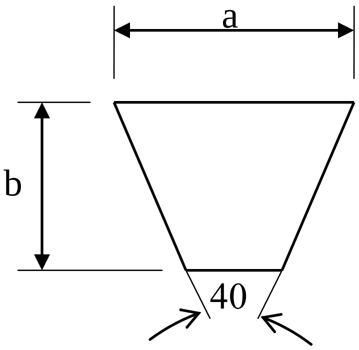
(2) يكون طول الصرة في الترس مساوياً لعرض الاسنان كحد ادني او اكبر في حالة وجود خابور اطول.

الباب الثاني

السيور ، السلاسل و حبال الاسلاك

2.1 اختيار السيور المخروطية (Selection of v- belts)

السيور المخروطية هي اجزاء قياسية وفي عملية التصميم الهندسي يتم فقط اختيار السير المناسب في التطبيق المعين بحيث يتم نقل القدرة المطلوبة بواسطة السير دون ان يحدث انهيار . الجدول (2.1) يوضح الاحجام القياسية للسيور المخروطية.



الشكل(2.1)

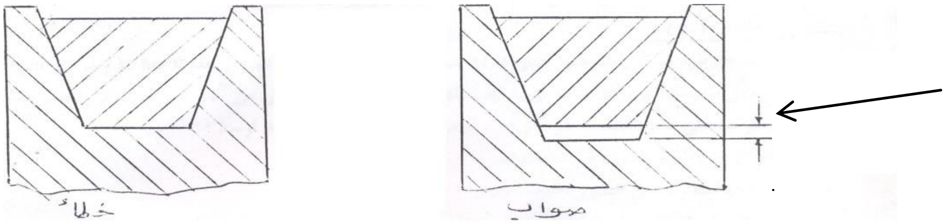
Table (2.1) Standard V-belt sections:

Belt Section	Width a (in)	Thickness b (in)	Hp rang one or more belts	Min. Sheave Diameter (in)
A	$\frac{1}{2}$	$\frac{11}{12}$	**--10** $\frac{1}{4}$	**3.0**
B	$\frac{21}{32}$	$\frac{7}{16}$	**1 – 25**	**5.4**
C	$\frac{7}{8}$	$\frac{17}{32}$	**15 – 100**	**9.5**
D	$1\frac{1}{4}$	$\frac{3}{4}$	**50 – 250**	**13.0**
E	$1\frac{1}{2}$	**1**	**100 and up**	**21.6**

لتحديد سير معين يجب اعطاء الحرف الذي يشير للمقطع من الجدول (2.1) مع اعطاء المحيط الداخلي للسير بالبوصات من الجدول (2.2) مثل A60, B95,B75 ... وهكذا.

Table (2.2) Inside circumferences of standard V-belts:-

Section	Circumference
A	26, 31, 33, 35, 38, 42, 46, 48, 51, 53, 55, 57, 60, 62, 64, 66, 68, 71, 75, 78, 80, 85, 90, 96, 105, 112, 120, 128
B	35, 38, 42, 46, 48, 51, 53, 55, 57, 60, 62, 64, 65, 66, 68, 71, 75, 78, 79, 81, 83, 85, 90, 93, 97, 100, 103, 105, 112, 120, 128, 131, 136, 144, 158, 173, 180, 195, 210, 240, 270, 300
C	51, 60, 68, 75, 81, 85, 90, 96, 105, 112, 120, 128, 136, 144, 158, 162, 173, 180, 195, 210, 240, 270, 300, 330, 360, 390, 420,
D	120, 128, 144, 158, 162, 173, 180, 195, 210, 240, 270, 300, 330, 360, 390, 420, 480, 540, 600, 660
E	180, 195, 210, 240, 270, 300, 330, 360, 390, 420, 480, 540, 600, 660



الشكل(2.2)

الزاوية

القياسية

للسيور المخروطية هي 400 كما يوضح الشكل (2.1) ويجب ان يتم التلامس بين السير وبين جانبي البكرة وليس السطح الاسفل للبكرة كما يوضح الشكل (2.2) . تكون زاوية الاخدود في البكرة اقل عن الزاوية القياسية للسيور المخروطية هي 400 كما يوضح الشكل (2.1) ويجب ان يتم التلامس بين السير وبين جانبي البكرة وليس السطح الاسفل للبكرة. تكون زاوية الاخدود في البكرة اقل عن زاوية السير (عادة بين 32^o و 38^o) . الجدول (2.1) يوضح اصغر قطر للبكرة يمكن استخدامه مع المقطع المعين.

للحصول على تشغيل سليم يجب ان تكون سرعة السير حوالي 4000ft/min وبصورة عامة يجب ان تحقق السرعة العلاقة الاتية :

$$1000 \le V \le 5000 \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots (2.1)$$

حيث V هي سرعة السير (ft/min)

كما يجب ان يكون البعد بين المركزين C, بحيث ان تتحقق العلاقة الاتية :

$$D \le C \le 3\left(D + d\right) \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots (2.2)$$

حيث: D هو قطر البكرة الكبيرة d هو قطر البكرة الصغيرة

الجدول (2.3) يوضح القدرة التي يمكن نقلها بواسطة سير مفرد لانواع السيور المختلفة لبكرات وسرعات مختلفة.

القدرة الموضحة في هذا الجدول تم الحصول عليها باعتبار ان زاوية التماس تساوي 180^o.

Table (2.3) :Horsepower rating of standard V-belts:

Belt Section	Sheave pitch diameter , in	Belt speed ft/min				
		1000	2000	3000	4000	5000
A	2.6	0.47	0.62	0.53	0.15	
	3.0	0.66	1.01	1.12	0.93	0.38
	3.4	0.81	1.31	1.57	1.53	1.12
	3.8	0.93	1.55	1.92	2.00	1.71
	4.2	1.03	1.74	2.20	2.38	2.19
	4.6	1.11	1.89	2.44	2.69	2.58
	5.0 and up	1.17	2.03	2.64	2.96	2.89
B	4.2	1.07	1.58	1.68	1.26	0.22
	4.6	1.27	1.99	2.29	2.08	1.24
	5.0	1.44	2.33	2.80	2.76	2.10
	5.4	1.59	2.62	3.24	3.34	2.82
	5.8	1.72	2.87	3.61	3.85	3.45
	6.2	1.82	3.09	3.94	4.28	4.00
	6.6	1.92	3.29	4.23	4.67	4.48
	7.5 and up	2.01	3.46	4.49	5.01	4.90
C	6.0	1.84	2.66	2.72	1.87	
	7.0	2.48	3.94	4.64	4.44	3.12
	8.0	2.96	4.90	6.09	6.36	5.52
	9.0	3.34	5.65	7.21	7.86	7.39
	10.0	3.64	6.25	8.11	9.06	8.89
	11.0	3.88	6.74	8.84	10.0	10.1
	12.0 and up	4.09	7.15	9.46	10.9	11.1
D	10.0	4.14	6.13	6.55	5.09	1.35
	11.0	5.00	7.83	9.11	8.50	5.62
	12.0	5.17	9.26	11.2	11.4	9.18
	13.0	6.31	10.5	13.0	13.8	12.2
	14.0	6.82	11.5	14.6	15.8	14.8
	15.0	7.27	12.4	15.9	17.6	17.0
	16.0	7.66	13.2	17.1	19.2	19.0
	17.0 and up	8.01	13.9	18.1	20.6	20.7
E	16.0	8.86	14.0	17.5	18.1	15.3
	18.0	9.92	16.7	21.2	23.0	21.5
	20.0	10.9	18.7	24.2	26.9	26.4
	22.0	11.7	20.3	26.6	30.2	30.5
	24.0	12.4	21.6	28.6	32.9	33.8
	26.0	13.0	22.8	30.3	35.1	36.7
	28 and up	13.4	23.7	31.8	37.1	39.1

ادا كانت زاوية التماس أصغر من 180^o ففى هده الحالة يجب تصحيح القدرة باستخدام معامل تصحيح القدرة لزاوية التماس، K_1 ، من الجدول(2.4)، (Angle of contact correction factor).

Table (2.4): Angle of contact correction factor , K1

θ^0	90	120	135	150	165	180

K_1	0.69	0.82	0.88	0.93	0.97	1.00

بالنسبة لسرعة محددة للبكرة فان عمر السير القصير يكون اصغر من عمر السير الطويل لذلك يجب ايضاً تصحيح القدرة باستخدام معامل تصحيح القدرة لطول السير K_2 (belt–length correction factor) الجدول (2.5).

Table (2.5): Belt length correction factor K_2 :

Length factor, K_2	Nominal belt length, in				
	A	B	C	D	E
0.85	Up to 35	Up to 46	Up to 75	Up to 128	
0.90	38 - 46	48 – 60	81 – 96	144 – 162	Up to 195
0.95	48 - 55	62 – 75	105 – 120	173 – 210	210 – 240
1.00	60 - 75	78 – 97	128 – 158	240	270 – 300
1.05	78 - 90	105 – 120	162- 195	270 – 330	330 – 390
1.10	96 - 112	128 – 144	210 – 240	360 – 420	420 – 480
1.15	120and up	158 – 180	270 - 300	480	540 – 600
1.20		195 and up	300 and up	540 and up	660

وعليه فان القدرة الفعلية التي يمكن نقلها بالسير الواحد P_a هي :

$$P_a = K_1 K_2 P_r \text{.................}(2.3)$$

حيث P_r هي القدرة الموضحة في الجدول (2.3) (rated power)

عند اختيار سير لالية محددة يجب اعتبار الخواص المميزة للالية. بعض المحركات مثلا تعطي عزما ابتدائيا (starting torque) اكبر من عزم التحميل الاقصى (full-load torgue) لذلك يجب تعديل القدرة المنقولة عند التحميل الاقصى P (full–load power) وذلك بضربها في معامل التحميل الزائد (over-load service

factor) من الجدول (2.6) للحصول على القدرة التي يجب ان يتم على اساسها اختيار السير المناسب P_d (قدرة التصميم، Desingn horsepower) •

Table (2.6) Overload service factor for V-belts:

% overload	0	25	50	75	100	150
Service factor	1	1.1	1.2	1.3	1.4	1.5

Multiply the given horsepower by these factors to obtain the design horsepower.
For 16-24 hours operation add 0.1 to these values.

وعليه فان عدد السيور المطلوب هو:

$$n = P_d / P_a \text{ ....(2.4)}$$

للحصول على طول الخطوة للسير يمكن استخدام الجدول (2.7) حيث تضاف الكمية الموضحة في الجدول الى المحيط الداخلي للسير بالبوصة.

Table (2.7) :Length Conversion Dimensions for V-belts:-

Section	A	B	C	D	E
Pitch correction	1.3	1.8	2.9	3.3	4.5

المثال التالي يوضح الطريقة التي يجب ان تتبع عند اختيار السيور المخروطية:

مثال (2.1):

مضخة طرد مركزي سعتها $1175\,rpm$ يتم تشغيلها بواسطة محرك كهربائي قدرته $10\,hp$ وسرعته $1750\,rpm$ تعمل المضخة لفترة 20 ساعة يومياً . يجب الا تزيد المسافة بين المركزين عن $44''$ كما ان القطر الاقصى للبكرة المركبة على عمود المضخة هو $11.5''$. افرض تحميل زائد بنسبة 50% اوجد :

(1) نوع السير الذي يمكن استخدامه.

(2) العدد المطلوب من السيور المحددة اعلاه.

(3) قطر البكرات التي يمكن استخدامها على عمود المحرك وعمود المضخة.

الحل:

القدرة المطلوب نقلها : $P = 10\,hp$ ، سرعة المحرك $N = 1750\,rpm$

سرعة المضخة $n = 1175\,rpm$ ، $C_{max} = 44''$ ، $D_{max} = 11.5''$

من الجدول (2.6) نجد ان معامل التحميل الزائد هو:

$$k = 1.2 + 0.1 = 1.3$$

$\therefore$ قدرة التصميم هي: $P_d = 1.3 \times 10 = 13hp$

من الجدول (2.1) نجد ان القدرة 13hp تقع في مدى المقطع B

$\therefore$ نوع السير هو B

افرض قطر البكرة الكبيرة (على المضخة) هو $D = 11''$

$\therefore$ قطر البكرة الصغيرة (على المحرك) هو:

$$d = D.N/n = \frac{11 \times 1175}{1750} = 7.4''$$

نلاحظ ان $d = 7.4''$ اكبرمن الحد الادني للمقطع B ($5.4''$ من الجدول (2.1))

$\therefore$ القيمة $d = 7.4''$ تعتبر قيمة مناسبة.

افرض ان المسافة بين المركزين هي : $C = 42''$

الحد الادنى لـ C هو: $D = 11''$

الحد الاعلي لـ C هو : $3\,(D + d) = 3(11 + 7.4) = 55.4''$

وعليه فان C تحقق العلاقة: $3\,(D + d) \geq C \geq D$

$\therefore$ القيمة $C = 42''$ تعتبر قيمة مناسبة.

$$\therefore \alpha = \sin^{-1} \frac{11 - 7.4}{2 \times 42} = 0.0429 \ rad$$

$\therefore$ زاوية التماس للبكرة الصغيرة هي:

$$\theta_d = \pi - 2 \times 0.0429 = 3.056 \ rad$$

او $\theta_d = 175^0$

زاوية التماس للبكرة الكبيرة هي : $\theta_d = \pi + 2 \times 0.0429 = 3.227 \ rad$

$\therefore$ طول السير هو :

$$L = \sqrt{4 \times (42)^2 - (11 - 7.4)^2} + \frac{1}{2}(11 \times 3.227 + 7.4 \times 3.056)$$

$$= 112.97''$$

وعليه يتم اختيار اقرب طول قياسي للقيمة 112.97 من الجدول (2.2). في هذه الحالة فان اقرب طول قياسي للسيرB هو 112

$\therefore$ السير المعني هو B112

السرعة الخطية للسير هي :

$$\upsilon = \frac{\pi dn}{12} = \pi \frac{(7.4)(1750)}{12} = 3390 \ fpm$$

من الجدول (2.3) وباستخدام طريقة الاستكمال الداخلي (interpolation) فان :

$$\frac{p_r - 4.49}{5.01 - 4.49} = \frac{3390 - 3000}{4000 - 3000}$$

$$\therefore \quad p_r = 4.69\,hp$$

اي ان القدرة التي يمكن نقلها بسير مفرد من النوع B هي $4.69\,hp$

من الجدول (2.4) ولزاوية التماس $\theta_d = 175^0$ فان معامل تصحيح القدرة لزاوية التماس هو $K_1 = 0.99$ ، ومن الجدول (2.5) فان معامل تصحيح القدرة لطول السير هو : $K_2 = 1.05$

$\therefore$ القدرة المعدلة التي يمكن ان ينقلها سير واحد هي:

$$p_a = 4.69 \times 0.99 \times 1.05 = 4.88\,hp$$

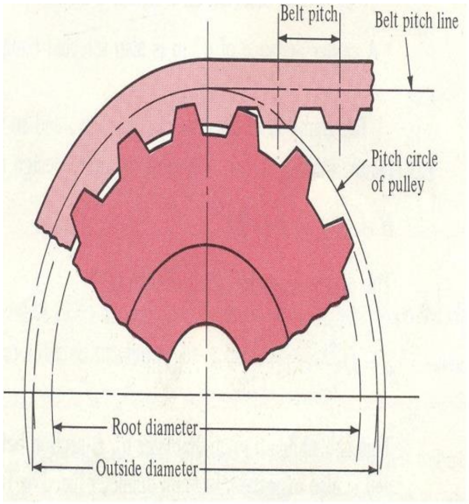
وعليه فان عدد السيور المطلوب في هذه الحالة هو:

$$n = \frac{p_d}{p_a} = \frac{13}{4.88} = 2.66$$

$\therefore$ يجب استخدام ثلاثة سيور من النوع B112

2.2 سيور التوقيت (Timing belts) :

سيور التوقيت هي احد انواع السيور المستخدمة لنقل القدرة تشتمل سيور التوقيت على اسنان وتستخدم مع بكرة مسننة لذلك فان سيور التوقيت يمكنها نقل القدرة عند نسبة سرعة ثابتة ولا يحتاج السير الي شد ابتدائي وتعمل بهدوء اكثر من السلاسل.



يتم تقوية سيور التوقيت باضافة اسلاك فولاذية عند خط الخطوة . يتم تتصنيع سيور التوقيت في خمسة احجام قياسية . الجدول (2.8) يوضح الاحجام القياسية – نظام البوصة لسيور التوقيت.

Table (2.8) :Standard Pitches of Timing Belts:

Service	Designation	Pitch,p,in
Extra light	XL	$\frac{1}{5}$
Light	L	$\frac{3}{8}$
Heavy	H	$\frac{1}{2}$
Extra heavy	XH	$\frac{7}{8}$
Double extra heavy	XXH	$1\frac{1}{4}$

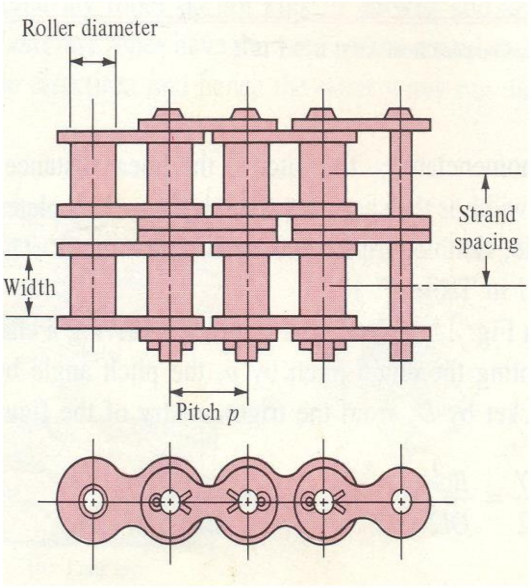
يتم تصنيع سيور التوقيت ب وعليه فان القدرة الفعلية التي يمكن نقلها بالسير الواحد P_a هي :

$$P_a = K_1 K_2 P_r \;..................(2.3)$$

اطوال خطوة تتراوح بين $6''$و $180''$. كما ان اقطار البكرات تتراوح بين $0.6''$ و $35.8''$ ويتراوح عدد الاخاديد على البكرة بين 10 و 120.

يتم اختيار سيور التوقيت لتطبيق معين بنفس طريقة اختيار السيور المخروطية وذلك باستخدام المعلومات التي توفرها الشركات المصنعة.

2.3 السلاسل (Roller chains) :



الشكل (2.5)

Single strand roller chain

(سلسل بجديلة مفردة)

تستخدم السلاسل لنقل قدرات كبيرة بنسبة سرعة ثابتة لانها تعمل مع عجلات مسننة (sprokets) . يعطي طول السلسل بعدد الخطوة من العلاقة الاتية:

$$L = \frac{N_1 + N_2}{2} + \frac{2C}{p} + \left(\frac{N_2 - N_1}{2\pi}\right)^2 \times \frac{p}{C} \quad ....(2.5)$$

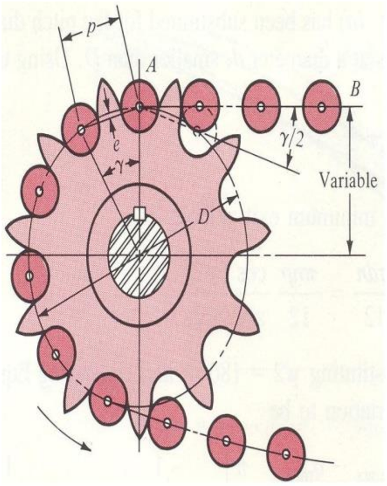
حيث: L : طول السلسل بالخطوة.

N_1 : عدد الاسنان على البكرة الصغيرة.

N_2 : عدد الاسنان على البكرة الكبيرة.

C : البعد بين المركزين.

p : الخطوة.



فـي الاحـوال العاديـة يفضـل اسـتخدام عجـلات مسننة صـغيرة ، للحصـول علـى تشـغيل هـادئ فـي حالـة السـرعات المتوسطة والعاليـة يجب الا يقل عدد الاسنان علـى البكرة الصـغيرة عن 17 . اسـتخدام عدد اسنان اكبر يـؤدي الـى زيادة الهدوء اثناء التشغيل كما يؤدي الى طول عمر السلسل. عند السرعات المنخفضة او عندما لا يكون هنالك حيزا كافيا للمنظومة يمكن استخدام عدد اسنان اقل ولكن يكزن ذلك على حساب عمر السلسل.

تسمى السلاسل بتحديد الرقم الذي يشير الى نوع السلسل بالاضافة الى عدد الجديلات (number of strands)، مثلا 2−60 او 4−50.

يتطلب استخدام السلاسل بيئة نظيفة مع وجود تشحيم مستمر .

المثال(2.2)، يوضح طريقة اختيار السلاسل من الجداول.

Table (2.9) :Roller chain service factor k_{S}:

Driven Machinery	Source of power	
	Normal torque characteristic	High or non uniform torque
uniform	1.0 – 1.2	1.1 – 1.3
Light shock	1.1 – 1.3	1.2 – 1.4
Medium shock	1.2 – 1.4	1.4 – 1.6
Heavy shock	1.3 – 1.5	1.5 – 1.8

Table (2.10) :Rated Horsepower capacity of single-strand

Single-pitch Roller Chain for a 17-tooth Sprocket:

SPROCKET SPEED Rev/min	ANSI CHAIN NUMBER					
	25	35	40	41	50	60
50	0.05	0.16	0.37	0.20	0.72	1.24
100	0.09	0.29	0.69	0.38	1.34	2.31
150	0.13	0.41	0.99	0.55	1.92	3.32
200	0.16	0.54	1.29	0.71	2.50	4.30
300	0.23	0.78	1.85	1.02	3.61	6.20
400	0.30	1.01	2.40	1.32	4.67	8.03
500	0.37	1.24	2.93	1.61	5.71	9.81
600	0.44	1.46	3.45	1.90	6.72	11.6
700	0.50	1.68	3.97	2.18	7.73	13.3
800	0.56	1.89	4.48	2.46	8.71	15.0
900	0.62	2.10	4.98	2.74	9.69	16.7
1000	0.68	2.31	5.48	3.01	10.7	18.3
1200	0.81	2.73	6.45	3.29	12.6	21.6
1400	0.93	3.13	7.41	2.61	14.4	18.1
1600	1.05	3.53	8.36	2.14	12.8	14.8
1800	1.16	3.93	8.96	1.79	10.7	12.4
2000	1.27	4.32	7.72	1.52	9.23	10.6
2500	1.56	5.28	5.51	1.10	6.58	7.57
3000	1.84	5.64	4.17	0.83	4.98	5.76

Type A   Type B   Type C

Note :Type A: manual or drip lubrication ,
Type B-bath or disk lubrication ,
Type C- oil stream lubrication

Table (2.11) : Tooth Correction Factor ,K_1

Number of teeth on driving sprocket	K_1	Number of teeth on driving sprocket	K_1
11	0.53	22	1.29
12	0.62	23	1.35
13	0.70	24	1.41
14	0.78	25	1.46
15	0.85	30	1.73
16	0.92	35	1.95
17	1.00	40	2.15
18	1.05	45	2.37
19	1.11	50	2.51
20	1.18	55	2.66
21	1.26	60	2.80

Table (2.12) : Multiple-Strand Correction Factor ,K_2

Number of strands	K_2
1	1.0
2	1.7
3	2.5
4	3.3

Table (2.13) : Dimensions of Standard Roller chain-Single Strand:

ANSI CHAIN NUMBER	PITCH In (mm)	WIDTH In (mm)	MINIMUM TENSILE STRENGTH Ib(N)	AVERAGE WEIGHT, Ib/ft (N/m)	ROLLER DIAMETER In(mm)	MULTIPLE SPACIN In(mm)
25	0.250 (6.35)	0.125 (30.18)	780 (3 470)	0.09 (1.31)	0.130 (3.30)	0.252 (6.40)
35	0.375 (9.52)	0.188 (4.76)	1 760 (7 830)	0.21 (3.06)	0.200 (5.08)	0.399 (10.13)
41	0.500 (12.70)	0.25 (6.35)	1 500 (6 670)	0.25 (3.65)	0.306 (7.77)	- -
40	0.500 (12.70)	0.312 (7.94)	3 130 (13 920)	0.42 (6.13)	0.312 (7.92	0.566 (14.38)
50	0.625 (15.88)	0.375 (9.52)	4 880 (21 700)	0.69 (10.1)	0.400 (10.16)	0.713 (18.11)
60	0.750 (19.05)	0.500 (12.7)	7 030 (31 300)	1.00 (14.6)	0.469 (11.91)	0.897 (22.78)
80	1.000 (25.40)	0.625 (15.88)	12 500 (55 600)	1.71 (25.0)	0.625 (15.87)	1.153 (29.29)
100	1.250 (31.75)	0.750 (19.05)	19 500 (86 700)	2.58 (37.7)	0.750 (19.05)	1.409 (35.76)
120	1.500 (38.10)	1.000 (25.40)	28 000 (124 500)	3.87 (56.5)	0.875 (22.22)	1.789 (45.44)
140	1.750 (44.45)	1.000 (25.40)	38 000 (169 000)	4.95 (72.2)	1.000 (25.40)	1.924 (48.87)
160	2.000 (50.80)	1.250 (31.75)	50 000 (222 000)	6.61 (96.5)	1.125 (28.57)	2.305 (58.55)
180	2.250 (57.15)	1.406 (35.71)	63 000 (280 000)	9.06 (132.2)	1.406 (35.71)	2.592 (65.84)
200	2.500 (63.50)	1.500 (38.10)	78 000 (347 000)	10.96 (159.9)	1.562 (39.67)	2.817 (71.55)
240	3.00 (76.70)	1.875 (47.63)	112 000 (498 000)	16.4 (239)	1.875 (47.62)	3.458 (87.83)

مثال (2.2):

مطلوب اختيار سلسل مناسب لنقل قدرة مقدارها $7.5\,hp$ من العمود الخارج من صندوق تروس يدور بسرعة $300\,rpm$ الي عمود آلية سرعته $200\,rpm$. البعد بين المركزين حوالي $28''$. يتوقع وجود صدمات متوسطة (moderate shocks) .

<u>الحل</u>:

افرض عدد الاسنان علي المسننة الصغيرة هو: $N_1 = 20$

∴ عدد الاسنان على المسننة الكبيرة هو: $N_2 = 20 \times 300/200 = 30$

من الجدول (2.9) معامل التشغيل هو : $k_S = 1.3$ (service factor)

∴ قدرة التصميم هي : $P = 1.3 \times 7.5 = 9.75\,hp$

من الجدول (2.10) يتضح انه يمكن استخدام السلسل 50 او 60 باستخدام جديلات متعددة (multiple strand).

بالنسبة للسلسل 50 فان القدرة التي يمكن نقلها بجديلة واحدة عند السرعة $300\,rpm$ هي $3.61\,hp$ (لاحظ انه تم استخدام سرعة البكرة الصغيرة). وعليه افرض استخدام 3 جديلات.

من الجدول (2.11) يتم ايجاد معامل تصحيح القدرة لعدد الاسنان:

في هذه الحالة؛ $N_1 = 20$ وعليه فان: $K_1 = 1.18$

ومن الجدول (2.12) يتم ايجاد معامل تصحيح القدرة لعدد الجديلات:

في حالة 3 جديلات فان: $K_2 = 2.5$

∴ القدرة التي يمكن نقلها بالسلسل 50 عند استخدام 3 جديلات مع بكرة صغيرة عدد اسنانها 20 هي:

$$P_c = K_1 K_2 P_r \quad \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots(2.6)$$

$$= 1.18 \times 2.5 \times 3.61 = 10.65\,hp$$

اي ان القدرة التي يمكن ان ينقلها هذا السلسل (3–50) اكبر من القدرة المطلوب نقلها وعليه فان هذا الاختيار يعتبر مقبولاً.

اذا تم اختيار السلسل 60 بجديلتين (double strand) فان:

$$P_c = 1.18 \times 1.7 \times 6.2 = 12.44\,hp$$

وعليه فان السلسل 2–60 يمكن ايضاً ان يستخدم في هذه الحالة ولكن استخدام السلسل 60 يتطلب استخدام بكرات كبيرة وبالتالي سوف تكون سرعته اكبر مما يتسبب في احداث ضوضاء اكثر بالاضافة الي ان عمر السلسل يكون قصيراً.

<u>ملحوظة</u>: عند اعتبار التكلفة واجراء مفاضلة بين النوعين قد يكون السلسل 60 افضل من السلسل 50.

من الجدول (2.13) نجد ان خطوة السلسل 50 هي $0.625''$. وباستخدام المعادلة (2.5) يمكن تحديد طول السلسل بالخطوة:

$$L = \frac{20+30}{2} + \frac{2\times 28}{0.625} + \left(\frac{30-20}{2\pi}\right)^2 \times \frac{0.625}{28} = 114.7 \ pitches$$

∴ اقرب عدد زوجي هو 114

للحصول علي البعد الفعلي بين المركزين يتم استخدام المعادلة (2.5) مرة اخري، وذلك بضرب الطرفين في C اي ان:

$$CL = \left(\frac{N_1 + N_2}{2}\right)C + \frac{2C^2}{p} + \left(\frac{N_2 - N_1}{2\pi}\right)^2 \times p$$

وبالتعويض عن N_1، N_2، p و L فان:

$$\frac{2}{0.625}C^2 + \left(\frac{20+30}{2}\right)C - 114C + \left(\frac{30-20}{2\pi}\right)^2 \times 0.625 = O$$

أو $$C^2 - 27.813C + 0.495 = 0$$

اي ان: $$C = 27.75''$$

يفضل دائماً ان يكون البعد بين المركزين بين 30 خطوة و50 خطوة ويجب الا يزيد عن 80 خطوة.

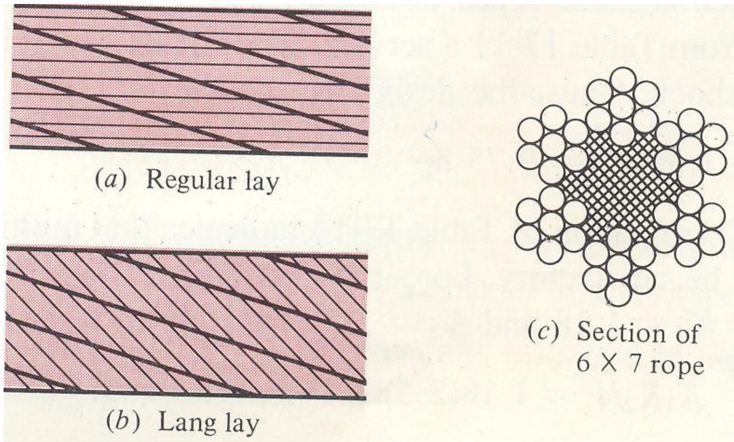
اي ان: $$30 \le \frac{C}{p} \le 50$$

البعد بين المركزين بالخطوة هو: $$\frac{C}{p} = \frac{27.75}{0.625} = 44.4 \ pitches$$

هذه القيمة تحقق العلاقة اعلاه وبالتالي تعتبر مناسبة.

2.4 حبال الاسلاك (wire ropes)

تتكون حبال الاسلاك من عدة جدائل، كل جديلة تتكون من عدة اسلاك.



(الشكل 2.7)

توجد حبال الاسلاك في نوعين: في النوع الاول يكون التواء الاسلاك المستخدمة لتكوين الجديلة الواحدة في عكس اتجاه التواء الجديلات لتكوين الحبل لتعطي طبقات منتظمة (regular lay).اما في النوع الثاني فيكون اتجاه التواء الجديلات لتكوين الحبل في نفس اتجاه التواء الاسلاك المستخدمة لتكوين الجديلة الواحدة لتعطي طبقات غير منتظمة (lang lay).

الرمز المستخدم لتسمية حبال الاسلاك هو مثلاً: $1\frac{1}{8}in - 6\times 7$

حيث $1\frac{1}{8}$ هو قطر الحبل (rope dia.)

6 هو عدد الجديلات (no. of strands)

7 هو عدد الاسلاك في كل جديلة (no.of wires in each strand)

يعطي اجهاد الشد في الاسلاك الخارجية بالعلاقة:

$$\sigma = E\frac{d_w}{D} \quad ....(2.6)$$

حيث E : هو معامل المرونة.

d_w: قطر السلك

D: قطر البكرة

يجب ان تحقق النسبة D/d_w العلاقة الاتية:

$$\frac{D}{d_w} \geq 200 ....(2.7)$$

في حالة المصاعد تكون النسبة $\frac{D}{d_w}$ بين 800 و 1000

اي: $$1000 \geq \frac{D}{d_w} \geq 800 \quad ....(2.8)$$

يتكون الحمل السكوني علي الحبل، F ، من عدة مركبات هي:

F_1 : الحمل الميت (الحمل المطلوب رفعه) (Dead load)

F_2 :الاحمال الاضافية نتيجة للتشغيل المفاجئ(Loads due to sudden operation)

F_3 : الاحمال الصدمية. (shock loads)

F_4 : احتكاك التحميل في البكرة (bearing lods)

اي ان :

$$F = F_1 + F_2 + F_3 + F_4 \quad ....(2.9)$$

تعطي قوة الشد القصوي المسموح بها للسلك بالعلاقة:

$$F_{all} = F_u / F.S \ ....(2.10)$$

حيث F_u هو الحمل الاقصي للسلك (ultimate load)

F.S هو عامل الامان

تستخدم القيمة 5 عادة لعامل الامان وفي الحالات التي يكون فيها خطورة علي حياة البشر تستخدم قيم اكبر (8 أو 9)

يعطي ضغط التحميل علي البكرة بالعلاقة:

$$P = 2F / dD \ ....(2.11)$$

حيث F هي قوة الشد في الحبل

d قطر الحبل

D قطر البكرة

يجب الا يتعدي ضغط التحميل القيمة المحددة للمادة المعنية (من الجداول)

تعطي قوة الشد للكلال بالعلاقة:

$$F_f = \left(\frac{P}{S_u}\right) . \frac{d.D.S_u}{2} \ ....(2.12)$$

حيث S_u هي المتانة القصوي للسلك (من الجداول)

توجد النسبة $\lfloor P / S_u \rfloor$ ايضا من الجداول.

مـسـا ئــل

1. محرك ديزل قدرته 60hp يستخدم لتشغيل ماكينة طوب لفترة ورديتين في اليوم. يتم نقل الحركة من المحرك الي الماكينة من خلال بكرتين قطر كل منهما 26 وسرعة الدوران لكل منهما 400rpm. المسافة بين المركزين حوالي 144. مطلوب استخدام سير مخروطي (v-belt) لاداء هذه الوظيفة. ماهو نوع السير المناسب والعدد المطلوب منه. افرض تحميل زائد بنسبة 25%.
2. مطلوب اختيار سير مخروطي مفرد لنقل قدرة مقدارها 3hp. قطر البكرة المركبة علي العمود القائد 6.2 وسرعتها 3100 rpm. قطر البكرة المركبة علي العمود المنقاد 12. مطلوب ان يكون طول الخطوة للسير الذي يتم اختياره قريبا من 92. افرض ان زاوية التماس للبكرتين هي 180. ما هو السير المناسب لهذه الحالة.
3. نافخ هواء (blower) يدور بسرعة 240 rpm ويعمل لفترة 8 ساعات يومياُ. يتم تشغيل النافخ بواسطة محرك كهربائي قدرته 2 hp وسرعته 1720 rpm. الحيز المتاح للالية يحدد المسافة بين المركزين بـ 22 علي اقل تقدير أوجد:
   (أ) نوع السير
   (ب) العدد المطلوب من السيور
   (ج) المسافة الفعلية بين المركزين

   افرض تحميل زائد بنسبة 25%.
4. تم استخدام الجنزير 2−60 لنقل قدرة بين عمودين متوازيين. عدد اسنان العجلة المسننة علي عمود الادارة 13 وعلي العمود المنقاد 52. سرعة العمود القائد 300 rpm.
   (أ) أوجد القدرة التقديرية لهذه المنظومة
   (ب) أوجد البعد التقريبي بين المركزين اذا كان طول الجنزير 82 خطوة.

اذا كانت القدرة الفعلية تعادل 70% من القدرة التقديرية فما هو العزم المنقول والقوة الكلية المؤثرة علي العمود من الجنزير.

5. تم استخدام الجنزير 4−40 لنقل قدرة بين عمودين متوازيين. عدد اسنان العجلة المسننة علي عمود الادارة 21 وسرعتها 1200 rpm. نسبة التخفيض 4:1 . أوجد:
   (أ) القدرة التقديرية
   (ب) قوة الشد في الجنزير.
   (ج) طول الجنزير اذا علم ان المسافة بين المركزين حوالي 20.

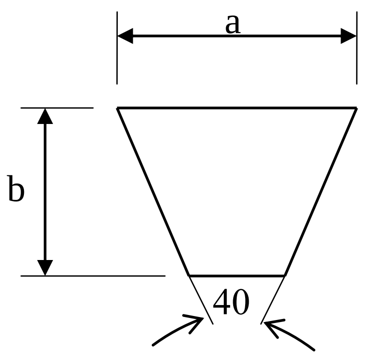
6. مطلوب نقل قدرة مقدارها 90 hp من عمود سرعته 300 rpm. عدد اسنان العجلة علي العمود القائد 17 وعلي العمود المنقاد 34. البعد بين المركزين حوالي 25 خطوة . متوقع وجود احمال صدمية متوسطة وتشغيل غير منتظم. أوجد نوع وطول الجنزير المناسب.

الباب الثاني

السيور ، السلاسل و حبال الاسلاك

2.1 اختيار السيور المخروطية (Selection of v- belts)

السيور المخروطية هي اجزاء قياسية وفي عملية التصميم الهندسي يتم فقط اختيار السير المناسب في التطبيق المعين بحيث يتم نقل القدرة المطلوبة بواسطة السير دون ان يحدث انهيار . الجدول (2.1) يوضح الاحجام القياسية للسيور المخروطية.



الشكل(2.1)

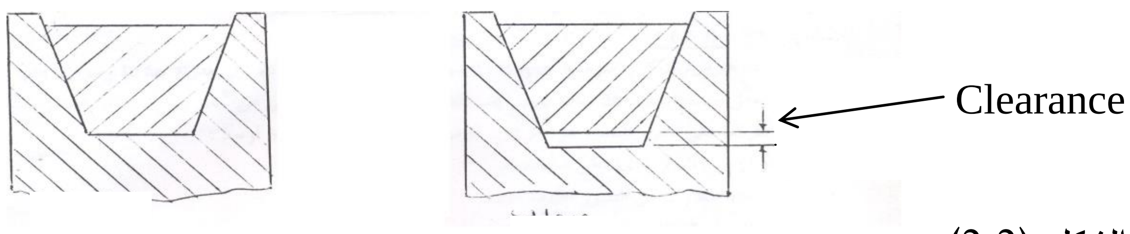
Table (2.1) Standard V-belt sections:

Belt Section	Width a (in)	Thickness b (in)	Hp rang one or more belts	Min. Sheave Diameter (in)
A	$\frac{1}{2}$	$\frac{11}{12}$	**--10**$\frac{1}{4}$	**3.0**
B	$\frac{21}{32}$	$\frac{7}{16}$	**1** – 25	**5.4**
C	$\frac{7}{8}$	$\frac{17}{32}$	**15** – 100	**9.5**
D	$1\frac{1}{4}$	$\frac{3}{4}$	**50 – 250**	**13.0**
E	$1\frac{1}{2}$	**1**	**100 and up**	**21.6**

لتحديد سير معين يجب اعطاء الحرف الذي يشير للمقطع من الجدول (2.1) مع اعطاء المحيط الداخلي للسير بالبوصات من الجدول (2.2) مثل A60, B95,B75 ... وهكذا.

Table (2.2) Inside circumferences of standard V-belts:-

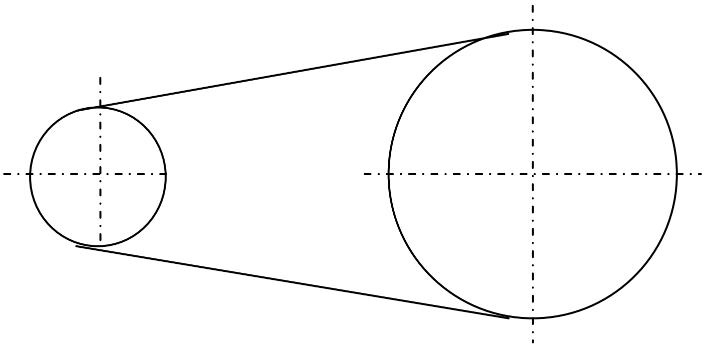
Section	Circumference
A	26, 31, 33, 35, 38, 42, 46, 48, 51, 53, 55, 57, 60, 62, 64, 66, 68, 71, 75, 78, 80, 85, 90, 96, 105, 112, 120, 128
B	35, 38, 42, 46, 48, 51, 53, 55, 57, 60, 62, 64, 65, 66, 68, 71, 75, 78, 79, 81, 83, 85, 90, 93, 97, 100, 103, 105, 112, 120, 128, 131, 136, 144, 158, 173, 180, 195, 210, 240, 270, 300
C	51, 60, 68, 75, 81, 85, 90, 96, 105, 112, 120, 128, 136, 144, 158, 162, 173, 180, 195, 210, 240, 270, 300, 330, 360, 390, 420,
D	120, 128, 144, 158, 162, 173, 180, 195, 210, 240, 270, 300, 330, 360, 390, 420, 480, 540, 600, 660
E	180, 195, 210, 240, 270, 300, 330, 360, 390, 420, 480, 540, 600, 660



الشكل (2.2)

الزاوية القياسية للسيور المخروطية هي 40^0 كما يوضح الشكل (2.1) ويجب ان يتم التلامس بين السير وبين جانبي البكرة وليس السطح الاسفل للبكرة كما يوضح الشكل (2.2) . تكون زاوية الاخدود في البكرة اقل عن زاوية السير

(عادة بين 32^oو 38^o) . الجدول (2.1) يوضح اصغر قطر للبكرة يمكن استخدامه مع المقطع المعين.



للحصول على تشغيل سليم يجب ان تكون سرعة السير حوالي 4000ft/min وبصورة عامة يجب ان تحقق السرعة العلاقة الاتية :

$$1000 \le V \le 5000 \quad (2.1)$$

حيث V هي سرعة السير (ft/min)

كما يجب ان يكون البعد بين المركزين ,C, بحيث ان تتحقق العلاقة الاتية :

$$D \le C \le 3(D+d) \quad (2.2)$$

حيث: D هو قطر البكرة الكبيرة

d هو قطر البكرة الصغيرة

الجدول (2.3) يوضح القدرة التي يمكن نقلها بواسطة سير مفرد لانواع السيور المختلفة لبكرات وسرعات مختلفة. القدرة الموضحة في هذا الجدول تم الحصول عليها باعتبار ان زاوية التماس تساوي 180^o.

Table (2.3) :Horsepower rating of standard V-belts:

Belt Section	Sheave pitch diameter , in	Belt speed ft/min				
		1000	2000	3000	4000	5000
A	2.6	0.47	0.62	0.53	0.15	
	3.0	0.66	1.01	1.12	0.93	0.38
	3.4	0.81	1.31	1.57	1.53	1.12
	3.8	0.93	1.55	1.92	2.00	1.71
	4.2	1.03	1.74	2.20	2.38	2.19
	4.6	1.11	1.89	2.44	2.69	2.58
	5.0 and up	1.17	2.03	2.64	2.96	2.89
B	4.2	1.07	1.58	1.68	1.26	0.22
	4.6	1.27	1.99	2.29	2.08	1.24
	5.0	1.44	2.33	2.80	2.76	2.10
	5.4	1.59	2.62	3.24	3.34	2.82
	5.8	1.72	2.87	3.61	3.85	3.45
	6.2	1.82	3.09	3.94	4.28	4.00
	6.6	1.92	3.29	4.23	4.67	4.48
	7.5 and up	2.01	3.46	4.49	5.01	4.90
C	6.0	1.84	2.66	2.72	1.87	
	7.0	2.48	3.94	4.64	4.44	3.12
	8.0	2.96	4.90	6.09	6.36	5.52
	9.0	3.34	5.65	7.21	7.86	7.39
	10.0	3.64	6.25	8.11	9.06	8.89
	11.0	3.88	6.74	8.84	10.0	10.1
	12.0 and up	4.09	7.15	9.46	10.9	11.1
D	10.0	4.14	6.13	6.55	5.09	1.35
	11.0	5.00	7.83	9.11	8.50	5.62
	12.0	5.17	9.26	11.2	11.4	9.18
	13.0	6.31	10.5	13.0	13.8	12.2
	14.0	6.82	11.5	14.6	15.8	14.8
	15.0	7.27	12.4	15.9	17.6	17.0
	16.0	7.66	13.2	17.1	19.2	19.0
	17.0 and up	8.01	13.9	18.1	20.6	20.7
E	16.0	8.86	14.0	17.5	18.1	15.3
	18.0	9.92	16.7	21.2	23.0	21.5
	20.0	10.9	18.7	24.2	26.9	26.4
	22.0	11.7	20.3	26.6	30.2	30.5
	24.0	12.4	21.6	28.6	32.9	33.8
	26.0	13.0	22.8	30.3	35.1	36.7
	28 and up	13.4	23.7	31.8	37.1	39.1

اذا كانت زاوية التماس أصغر من 180^{o} ففى هده الحالة يجب تصحيح القدرة باستخدام معامل تصحيح القدرة لزاوية التماس، K_1، من الجدول(2.4)، (Angle of contact correction factor).

Table (2.4): Angle of contact correction factor , K_1

θ^0	90	120	135	150	165	180
K_1	0.69	0.82	0.88	0.93	0.97	1.00

بالنسبة لسرعة محددة للبكرة فان عمر السير القصير يكون اصغر من عمر السير الطويل لذلك يجب ايضاً تصحيح القدرة باستخدام معامل تصحيح القدرة لطول السير K_2 (belt–length correction factor) الجدول (2.5).

Table (2.5): Belt length correction factor K_2 :

Length factor, K_2	Nominal belt length, in				
	A	B	C	D	E
0.85	Up to 35	Up to 46	Up to 75	Up to 128	
0.90	38 - 46	48 – 60	81 – 96	144 – 162	Up to 195
0.95	48 - 55	62 – 75	105 – 120	173 – 210	210 – 240
1.00	60 - 75	78 – 97	128 – 158	240	270 – 300
1.05	78 - 90	105 – 120	162- 195	270 – 330	330 – 390
1.10	96 - 112	128 – 144	210 – 240	360 – 420	420 – 480
1.15	120and up	158 – 180	270 - 300	480	540 – 600
1.20		195 and up	300 and up	540 and up	660

وعليه فان القدرة الفعلية التي يمكن نقلها بالسير الواحد P_a هي :

$$P_a = K_1 K_2 P_r \text{..................(2.3)}$$

حيث P_r هي القدرة الموضحة في الجدول (2.3) (rated power)
عند اختيار سير لالية محددة يجب اعتبار الخواص المميزة للالية. بعض المحركات مثلا تعطي عزما ابتدائيا (starting torque) اكبر من عزم التحميل الاقصى (full-load torgue) لذلك يجب تعديل القدرة المنقولة عند التحميل الاقصى P (full–load power) وذلك بضربها في معامل التحميل الزائد (over-load service factor) من الجدول (2.6) للحصول على القدرة التي يجب ان يتم على اساسها اختيار السير المناسب P_d (قدرة التصميم، Desingn horsepower) .

Table (2.6) Overload service factor for V-belts:

% overload	0	25	50	75	100	150
Service factor	1	1.1	1.2	1.3	1.4	1.5

Multiply the given horsepower by these factors to obtain the design horsepower.
For 16-24 hours operation add 0.1 to these values.

وعليه فان عدد السيور المطلوب هو:

$$n = P_d / P_a \text{ ....(2.4)}$$

للحصول على طول الخطوة للسير يمكن استخدام الجدول (2.7) حيث تضاف الكمية الموضحة في الجدول الى المحيط الداخلي للسير بالبوصة.

Table (2.7) :Length Conversion Dimensions for V-belts:-

Section	A	B	C	D	E
Pitch correction	1.3	1.8	2.9	3.3	4.5

المثال التالي يوضح الطريقة التي يجب ان تتبع عند اختيار السيور المخروطية:

مثال (2.1):

مضخة طرد مركزي سعتها $1175\,rpm$ يتم تشغيلها بواسطة محرك كهربائي قدرته $10\,hp$ وسرعته $1750\,rpm$ تعمل المضخة لفترة 20 ساعة يومياً . يجب الا تزيد المسافة بين المركزين عن $44''$ كما ان القطر الاقصى للبكرة المركبة على عمود المضخة هو $11.5''$. افرض تحميل زائد بنسبة 50% اوجد :

(1) نوع السير الذي يمكن استخدامه.

(2) العدد المطلوب من السيور المحددة اعلاه.

(3) قطر البكرات التي يمكن استخدامها على عمود المحرك وعمود المضخة.

الحل:

القدرة المطلوب نقلها : $P=10\,hp$ ، سرعة المحرك $N=1750\,rpm$

سرعة المضخة $n=1175\,rpm$ ، $C_{\max}=44''$ ، $D_{\max}=11.5''$

من الجدول (2.6) نجد ان معامل التحميل الزائد هو :

$$k=1.2+0.1=1.3$$

$\therefore$ قدرة التصميم هي: $P_d=1.3\times10=13hp$

من الجدول (2.1) نجد ان القدرة 13hp تقع في مدى المقطع B

∴ نوع السير هو B

افرض قطر البكرة الكبيرة (على المضخة) هو $D = 11''$

∴ قطر البكرة الصغيرة (على المحرك) هو:

$$d = D.N/n = \frac{11 \times 1175}{1750} = 7.4''$$

نلاحظ ان $d = 7.4''$ اكبرمن الحد الادني للمقطع B ($5.4''$ من الجدول (2.1))

∴ القيمة $d = 7.4''$ تعتبر قيمة مناسبة.

افرض ان المسافة بين المركزين هي: $C = 42''$

الحد الادنى لـ C هو: $D = 11''$

الحد الاعلي لـ C هو: $3\,(D+d) = 3(11+7.4) = 55.4''$

وعليه فان C تحقق العلاقة: $3\,(D+d) \geq C \geq D$

∴ القيمة $C = 42''$ تعتبر قيمة مناسبة.

$$\therefore \alpha = \sin^{-1} \frac{11-7.4}{2 \times 42} = 0.0429 \ rad$$

∴ زاوية التماس للبكرة الصغيرة هي:

$$\theta_d = \pi - 2 \times 0.0429 = 3.056 \ rad$$

او $\theta_d = 175^0$

زاوية التماس للبكرة الكبيرة هي: $\theta_d = \pi + 2 \times 0.0429 = 3.227 \ rad$

∴ طول السير هو:

$$L = \sqrt{4 \times (42)^2 - (11-7.4)^2} + \frac{1}{2}(11 \times 3.227 + 7.4 \times 3.056)$$

$$= 112.97''$$

وعليه يتم اختيار اقرب طول قياسي للقيمة 112.97 من الجدول (2.2). في هذه الحالة فان اقرب طول قياسي للسيرB هو 112

∴ السير المعني هو B112

السرعة الخطية للسير هي :

$$\upsilon = \frac{\pi dn}{12} = \pi \frac{(7.4)(1750)}{12} = 3390\ fpm$$

من الجدول (2.3) وباستخدام طريقة الاستكمال الداخلي (interpolation) فان :

$$\frac{p_r - 4.49}{5.01 - 4.49} = \frac{3390 - 3000}{4000 - 3000}$$

$$\therefore \quad p_r = 4.69\,hp$$

اي ان القدرة التي يمكن نقلها بسير مفرد من النوع B هي $4.69\,hp$

من الجدول (2.4) ولزاوية التماس $\theta_d = 175^0$ فان معامل تصحيح القدرة لزاوية التماس هو $K_1 = 0.99$ ، ومن الجدول (2.5) فان معامل تصحيح القدرة لطول السير هو : $K_2 = 1.05$

∴ القدرة المعدلة التي يمكن ان ينقلها سير واحد هي:

$$p_a = 4.69 \times 0.99 \times 1.05 = 4.88\,hp$$

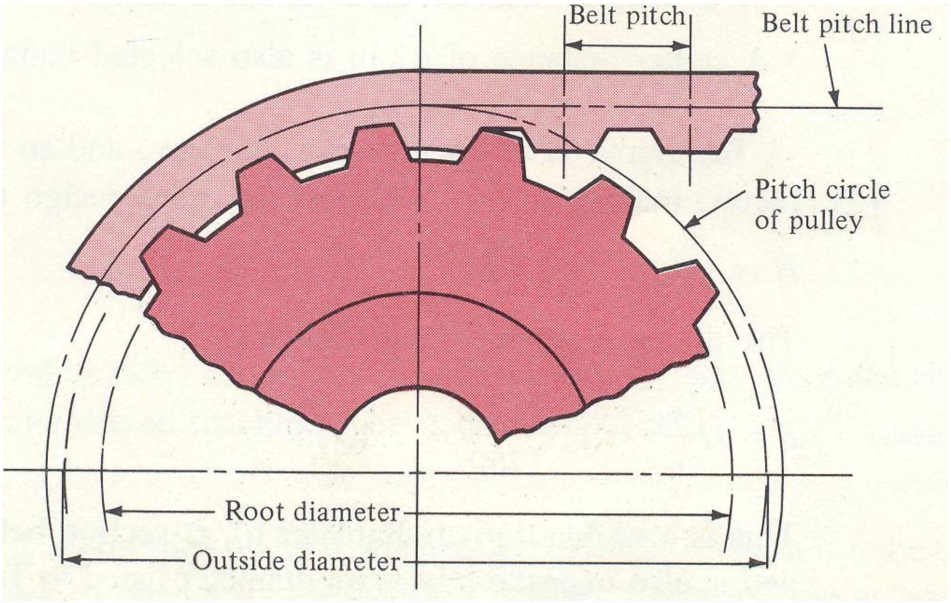
وعليه فان عدد السيور المطلوب في هذه الحالة هو:

$$n = \frac{p_d}{p_a} = \frac{13}{4.88} = 2.66$$

∴ يجب استخدام ثلاثة سيور من النوع B112

2.2 سيور التوقيت (Timing belts) :

سيور التوقيت هي احد انواع السيور المستخدمة لنقل القدرة تشتمل سيور التوقيت على اسنان وتستخدم مع بكرة مسننة لذلك فان سيور التوقيت يمكنها نقل القدرة عند نسبة سرعة ثابتة ولا يحتاج السير الي شد ابتدائي وتعمل بهدوء اكثر من السلاسل.



يـتم تقويـة سـيور التوقيـت باضـافة اسـلاك فولاذيـة عنـد خـط الخطـوة . يـتم تتصـنيع سـيور التوقيـت فـي خمسـة احجـام قياسـية . الجـدول (2.8) يوضـح الاحجام القياسية – نظام البوصة لسيور التوقيت.

Table (2.8) :Standard Pitches of Timing Belts:

Service	Designation	Pitch,p,in
Extra light	XL	$\frac{1}{5}$
Light	L	$\frac{3}{8}$
Heavy	H	$\frac{1}{2}$
Extra heavy	XH	$\frac{7}{8}$
Double extra heavy	XXH	$1\frac{1}{4}$

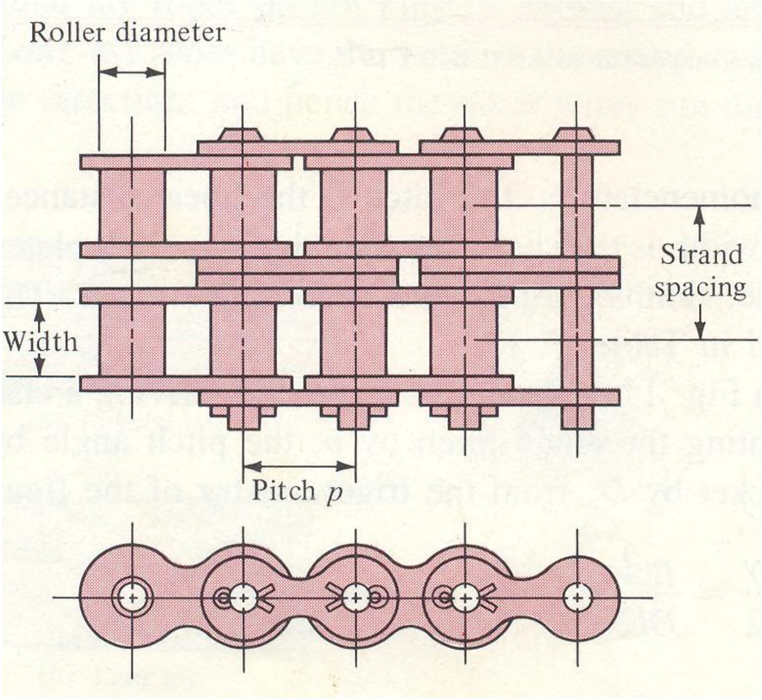
يتم تصنيع سيور التوقيت ب وعليه فان القدرة الفعلية التي يمكن نقلها بالسير الواحد P_a هي :

$$P_a = K_1 K_2 P_r \text{..................}(2.3)$$

اطوال خطوة تتراوح بين ″6و ″180. كما ان اقطار البكرات تتراوح بين ″0.6 و ″35.8 ويتراوح عدد الاخاديد على البكرة بين 10 و 120.

يـتم اختيـار سـيور التوقيـت لتطبيـق معـين بـنفس طريقـة اختيـار السـيور المخروطية وذلك باستخدام المعلومات التي توفرها الشركات المصنعة.

2.3 الـسلاسل (Roller chains) :



الشكل (2.5)

Single strand roller chain

(سلسل بجديلة مفردة)

تستخدم السلاسل لنقل قدرات كبيرة بنسبة سرعة ثابتة لانها تعمل مع عجلات مسننة (sprokets) . يعطي طول السلسل بعدد الخطوة من العلاقة الاتية:

$$L = \frac{N_1 + N_2}{2} + \frac{2C}{p} + \left(\frac{N_2 - N_1}{2\pi} \right)^2 \times \frac{p}{C} \quad ....(2.5)$$

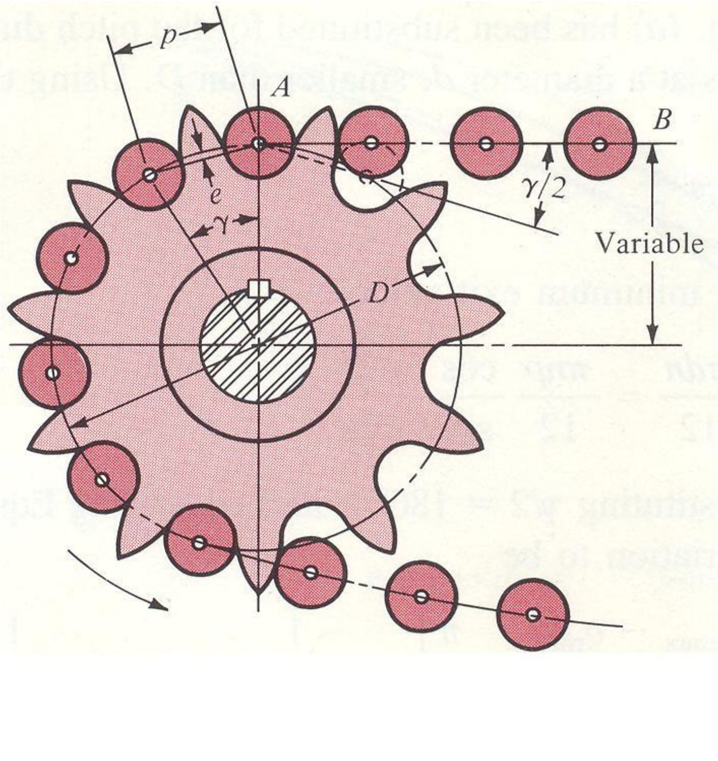
حيث: L : طول السلسل بالخطوة.

N_1 : عدد الاسنان على البكرة الصغيرة.

N_2 : عدد الاسنان على البكرة الكبيرة.

C: البعد بين المركزين.

p : الخطوة.



فـــي

الاحوال العادية يفضل استخدام عجلات مسننة صغيرة ، للحصول على تشغيل هادئ في حالة السرعات المتوسطة والعالية يجب الا يقل عدد الاسنان على البكرة الصغيرة عن 17 . استخدام عدد اسنان اكبر يؤدي الى زيادة الهدوء اثناء التشغيل كما يؤدي الى طول عمر السلسل. عند السرعات المنخفضة او عندما لا يكون هنالك حيزا كافيا للمنظومة يمكن استخدام عدد اسنان اقل ولكن يكزن ذلك على حساب عمر السلسل.

تسمى السلاسل بتحديد الرقم الذي يشير الى نوع السلسل بالاضافة الى عدد الجديلات (number of strands)، مثلا 2−60 او 4−50.

يتطلب استخدام السلاسل بيئة نظيفة مع وجود تشحيم مستمر .

المثال(2.2)، يوضح طريقة اختيار السلاسل من الجداول.

Table (2.9) :Roller chain service factor k_s:

Driven Machinery	Source of power	
	Normal torque characteristic	High or non uniform torque
uniform	1.0 – 1.2	1.1 – 1.3
Light shock	1.1 – 1.3	1.2 – 1.4
Medium shock	1.2 – 1.4	1.4 – 1.6
Heavy shock	1.3 – 1.5	1.5 – 1.8

Table (2.10) :Rated Horsepower capacity of single-strand Single-pitch Roller Chain for a 17-tooth Sprocket:

SPROCKET SPEED Rev/min	ANSI CHAIN NUMBER					
	25	35	40	41	50	60
50	0.05	0.16	0.37	0.20	0.72	1.24
100	0.09	0.29	0.69	0.38	1.34	2.31
150	0.13	0.41	0.99	0.55	1.92	3.32
200	0.16	0.54	1.29	0.71	2.50	4.30
300	0.23	0.78	1.85	1.02	3.61	6.20
400	0.30	1.01	2.40	1.32	4.67	8.03
500	0.37	1.24	2.93	1.61	5.71	9.81
600	0.44	1.46	3.45	1.90	6.72	11.6
700	0.50	1.68	3.97	2.18	7.73	13.3
800	0.56	1.89	4.48	2.46	8.71	15.0
900	0.62	2.10	4.98	2.74	9.69	16.7
1000	0.68	2.31	5.48	3.01	10.7	18.3
1200	0.81	2.73	6.45	3.29	12.6	21.6
1400	0.93	3.13	7.41	2.61	14.4	18.1
1600	1.05	3.53	8.36	2.14	12.8	14.8
1800	1.16	3.93	8.96	1.79	10.7	12.4
2000	1.27	4.32	7.72	1.52	9.23	10.6
2500	1.56	5.28	5.51	1.10	6.58	7.57
3000	1.84	5.64	4.17	0.83	4.98	5.76

Type A Type B Type C

Note :Type A: manual or drip lubrication ,
Type B-bath or disk lubrication ,
Type C- oil stream lubrication

Table (2.11) : Tooth Correction Factor ,K_1

Number of teeth on driving sprocket	K_1	Number of teeth on driving sprocket	K_1
11	0.53	22	1.29
12	0.62	23	1.35
13	0.70	24	1.41
14	0.78	25	1.46
15	0.85	30	1.73
16	0.92	35	1.95
17	1.00	40	2.15
18	1.05	45	2.37
19	1.11	50	2.51
20	1.18	55	2.66
21	1.26	60	2.80

Table (2.12) : Multiple-Strand Correction Factor ,K_2

Number of strands	K_2
1	1.0
2	1.7
3	2.5
4	3.3

Table (2.13) : Dimensions of Standard Roller chain-Single Strand:

ANSI CHAIN NUMBER	PITCH In (mm)	WIDTH In (mm)	MINIMUM TENSILE STRENGTH Ib(N)	AVERAGE WEIGHT, Ib/ft (N/m)	ROLLER DIAMETER In(mm)	MULTIPLE SPACIN In(mm)
25	0.250 (6.35)	0.125 (30.18)	780 (3 470)	0.09 (1.31)	0.130 (3.30)	0.252 (6.40)
35	0.375 (9.52)	0.188 (4.76)	1 760 (7 830)	0.21 (3.06)	0.200 (5.08)	0.399 (10.13)
41	0.500 (12.70)	0.25 (6.35)	1 500 (6 670)	0.25 (3.65)	0.306 (7.77)	- -
40	0.500 (12.70)	0.312 (7.94)	3 130 (13 920)	0.42 (6.13)	0.312 (7.92	0.566 (14.38)
50	0.625 (15.88)	0.375 (9.52)	4 880 (21 700)	0.69 (10.1)	0.400 (10.16)	0.713 (18.11)
60	0.750 (19.05)	0.500 (12.7)	7 030 (31 300)	1.00 (14.6)	0.469 (11.91)	0.897 (22.78)
80	1.000 (25.40)	0.625 (15.88)	12 500 (55 600)	1.71 (25.0)	0.625 (15.87)	1.153 (29.29)
100	1.250 (31.75)	0.750 (19.05)	19 500 (86 700)	2.58 (37.7)	0.750 (19.05)	1.409 (35.76)
120	1.500 (38.10)	1.000 (25.40)	28 000 (124 500)	3.87 (56.5)	0.875 (22.22)	1.789 (45.44)
140	1.750 (44.45)	1.000 (25.40)	38 000 (169 000)	4.95 (72.2)	1.000 (25.40)	1.924 (48.87)
160	2.000 (50.80)	1.250 (31.75)	50 000 (222 000)	6.61 (96.5)	1.125 (28.57)	2.305 (58.55)
180	2.250 (57.15)	1.406 (35.71)	63 000 (280 000)	9.06 (132.2)	1.406 (35.71)	2.592 (65.84)
200	2.500 (63.50)	1.500 (38.10)	78 000 (347 000)	10.96 (159.9)	1.562 (39.67)	2.817 (71.55)
240	3.00 (76.70)	1.875 (47.63)	112 000 (498 000)	16.4 (239)	1.875 (47.62)	3.458 (87.83)

مثال (2.2):

مطلوب اختيار سلسل مناسب لنقل قدرة مقدارها $7.5hp$ من العمود الخارج من صندوق تروس يدور بسرعة $300\,rpm$ الي عمود آلية سرعته $200\,rpm$. البعد بين المركزين حوالي $28''$. يتوقع وجود صدمات متوسطة (moderate shocks) .

الحل:

افرض عدد الاسنان علي المسننة الصغيرة هو: $N_1 = 20$

∴ عدد الاسنان على المسننة الكبيرة هو: $N_2 = 20 \times 300/200 = 30$

من الجدول (2.9) معامل التشغيل هو : $k_S = 1.3$ (service factor)

∴ قدرة التصميم هي : $P = 1.3 \times 7.5 = 9.75\,hp$

من الجدول (2.10) يتضح انه يمكن استخدام السلسل 50 او 60 باستخدام جديلات متعددة (multiple strand). بالنسبة للسلسل 50 فان القدرة التي يمكن نقلها بجديلة واحدة عند السرعة $300\,rpm$ هي $3.61hp$ (لاحظ انه تم استخدام سرعة البكرة الصغيرة). وعليه افرض استخدام 3 جديلات.

من الجدول (2.11) يتم ايجاد معامل تصحيح القدرة لعدد الاسنان:

في هذه الحالة؛ $N_1 = 20$ وعليه فان: $K_1 = 1.18$

ومن الجدول (2.12) يتم ايجاد معامل تصحيح القدرة لعدد الجديلات:

في حالة 3 جديلات فان: $K_2 = 2.5$

∴ القدرة التي يمكن نقلها بالسلسل 50 عند استخدام 3 جديلات مع بكرة صغيرة عدد اسنانها 20 هي:

$$P_c = K_1 K_2 P_r \quad \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots(2.6)$$

$$= 1.18 \times 2.5 \times 3.61 = 10.65hp$$

اي ان القدرة التي يمكن ان ينقلها هذا السلسل (3−50) اكبر من القدرة المطلوب نقلها وعليه فان هذا الاختيار يعتبر مقبولاً.

اذا تم اختيار السلسل 60 بجديلتين (double strand) فان:

$$P_c = 1.18 \times 1.7 \times 6.2 = 12.44\,hp$$

وعليه فان السلسل 2−60 يمكن ايضاً ان يستخدم في هذه الحالة ولكن استخدام السلسل 60 يتطلب استخدام بكرات كبيرة وبالتالي سوف تكون سرعته اكبر مما يتسبب في احداث ضوضاء اكثر بالاضافة الي ان عمر السلسل يكون قصيراً.

ملحوظة: عند اعتبار التكلفة واجراء مفاضلة بين النوعين قد يكون السلسل 60 افضل من السلسل 50.

من الجدول (2.13) نجد ان خطوة السلسل 50 هي ″0.625. وباستخدام المعادلة (2.5) يمكن تحديد طول السلسل بالخطوة:

$$L = \frac{20+30}{2} + \frac{2\times 28}{0.625} + \left(\frac{30-20}{2\pi}\right)^2 \times \frac{0.625}{28} = 114.7\ pitches$$

∴ اقرب عدد زوجي هو 114

للحصول علي البعد الفعلي بين المركزين يتم استخدام المعادلة (2.5) مرة اخري، وذلك بضرب الطرفين في C اي ان:

$$CL = \left(\frac{N_1 + N_2}{2}\right)C + \frac{2C^2}{p} + \left(\frac{N_2 - N_1}{2\pi}\right)^2 \times p$$

وبالتعويض عن N_1، N_2، p و L فان:

$$\frac{2}{0.625}C^2 + \left(\frac{20+30}{2}\right)C - 114C + \left(\frac{30-20}{2\pi}\right)^2 \times 0.625 = O$$

$$C^2 - 27.813C + 0.495 = 0$$ أو

اي ان: $C = 27.75''$

يفضل دائماً ان يكون البعد بين المركزين بين 30 خطوة و50 خطوة ويجب الا يزيد عن 80 خطوة.

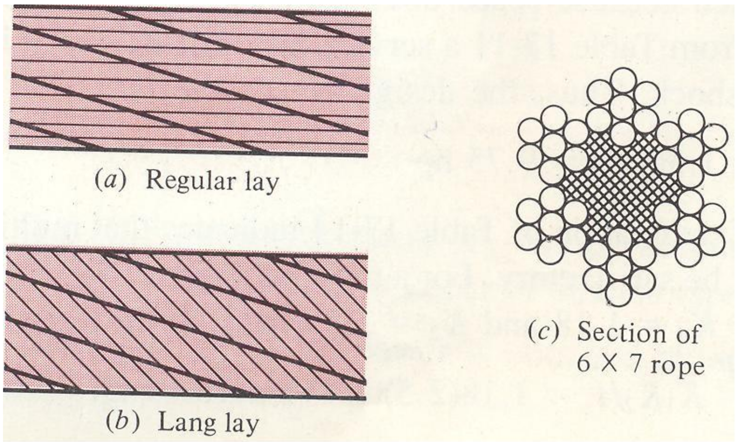
اي ان: $30 \leq \frac{C}{p} \leq 50$

البعد بين المركزين بالخطوة هو: $\frac{C}{p} = \frac{27.75}{0.625} = 44.4\ pitches$

هذه القيمة تحقق العلاقة اعلاه وبالتالي تعتبر مناسبة.

2.4 حبال الاسلاك (wire ropes)

تتكون حبال الاسلاك من عدة جدائل، كل جديلة تتكون من عدة اسلاك.



(الشكل 2.7)

توجد حبال الاسلاك في نوعين: في النوع الاول يكون التواء الاسلاك المستخدمة لتكوين الجديلة الواحدة في عكس اتجاه التواء الجديلات لتكوين الحبل لتعطي طبقات منتظمة (regular lay).اما في النوع الثاني فيكون اتجاه التواء الجديلات لتكوين الحبل في نفس اتجاه التواء الاسلاك المستخدمة لتكوين الجديلة الواحدة لتعطي طبقات غير منتظمة (lang lay).

الرمز المستخدم لتسمية حبال الاسلاك هو مثلاً: $1\frac{1}{8}in - 6\times 7$

حيث $1\frac{1}{8}$ هو قطر الحبل (rope dia.)

6 هو عدد الجديلات (no. of strands)

7 هو عدد الاسلاك في كل جديلة (no.of wires in each strand)

يعطي اجهاد الشد في الاسلاك الخارجية بالعلاقة:

$$\sigma = E\frac{d_w}{D} \quad ....(2.6)$$

حيث E : هو معامل المرونة.

d_w: قطر السلك

D: قطر البكرة

يجب ان تحقق النسبة D/d_w العلاقة الاتية:

$$\frac{D}{d_w} \geq 200 ....(2.7)$$

في حالة المصاعد تكون النسبة $\frac{D}{d_w}$ بين 800 و 1000

اي: $$1000 \geq \frac{D}{d_w} \geq 800 \quad ....(2.8)$$

يتكون الحمل السكوني علي الحبل، F ، من عدة مركبات هي:

F_1 : الحمل الميت (الحمل المطلوب رفعه) (Dead load)

F_2: الاحمال الاضافية نتيجة للتشغيل المفاجئ(Loads due to sudden operation)

F_3 : الاحمال الصدمية. (shock loads)

F_4 : احتكاك التحميل في البكرة (bearing lods)

اي ان :

$$F = F_1 + F_2 + F_3 + F_4 \quad ....(2.9)$$

تعطي قوة الشد القصوي المسموح بها للسلك بالعلاقة:

$$F_{all} = F_u / F.S \ ....(2.10)$$

حيث F_u هو الحمل الاقصي للسلك (ultimate load)

F.S هو عامل الامان

تستخدم القيمة 5 عادة لعامل الامان وفي الحالات التي يكون فيها خطورة علي حياة البشر تستخدم قيم اكبر (8 أو 9)

يعطي ضغط التحميل علي البكرة بالعلاقة:

$$P = 2F / dD \ ....(2.11)$$

حيث F هي قوة الشد في الحبل

d قطر الحبل

D قطر البكرة

يجب الا يتعدي ضغط التحميل القيمة المحددة للمادة المعنية (من الجداول)

تعطي قوة الشد للكلال بالعلاقة:

$$F_f = \left(\frac{P}{S_u} \right) . \frac{d.D.S_u}{2} ....(2.12)$$

حيث S_u هي المتانة القصوي للسلك (من الجداول)

توجد النسبة $\left[P / S_u \right]$ ايضا من الجداول.

مسائل

1. محرك ديزل قدرته 60hp يستخدم لتشغيل ماكينة طوب لفترةورديتين في اليوم. يتم نقل الحركة من المحرك الي الماكينة من خلال بكرتين قطر كل منهما 26 وسرعة الدوران لكل منهما 400rpm. المسافة بين المركزين حوالي 144. مطلوب استخدام سير مخروطي (v-belt) لاداء هذه الوظيفة. ماهو نوع السير المناسب والعدد المطلوب منه. افرض تحميل زائد بنسبة 25%.
2. مطلوب اختيار سير مخروطي مفرد لنقل قدرة مقدارها 3hp. قطر البكرة المركبة علي العمود القائد 6.2 وسرعتها 3100 rpm. قطر البكرة المركبة علي العمود المنقاد 12. مطلوب ان يكون طول الخطوة للسير الذي يتم اختياره قريبا من 92. افرض ان زاوية التماس للبكرتين هي 180. ما هو السير المناسب لهذه الحالة.
3. نافخ هواء (blower) يدور بسرعة 240 rpm ويعمل لفترة 8 ساعات يومياُ. يتم تشغيل النافخ بواسطة محرك كهربائي قدرته 2 hp وسرعته 1720 rpm. الحيز المتاح للالية يحدد المسافة بين المركزين بـ 22 علي اقل تقدير أوجد:

   (أ) نوع السير

   (ب) العدد المطلوب من السيور

   (ج) المسافة الفعلية بين المركزين

   افرض تحميل زائد بنسبة 25%.
4. تم استخدام الجنزير 2−60 لنقل قدرة بين عمودين متوازيين. عدد اسنان العجلة المسننة علي عمود الادارة 13 وعلي العمود المنقاد 52. سرعة العمود القائد 300 rpm.

(أ) أوجد القدرة التقديرية لهذه المنظومة

(ب) أوجد البعد التقريبي بين المركزين اذا كان طول الجنزير 82 خطوة.

اذا كانت القدرة الفعلية تعادل 70% من القدرة التقديرية فما هو العزم المنقول والقوة الكلية المؤثرة علي العمود من الجنزير.

5.تم استخدام الجنزير 4−40 لنقل قدرة بين عمودين متوازيين. عدد اسنان العجلة المسننة علي عمود الادارة 21 وسرعتها rpm 1200. نسبة التخفيض 4:1 . أوجد:

(أ) القدرة التقديرية

(ب) قوة الشد في الجنزير.

(ج) طول الجنزير اذا علم ان المسافة بين المركزين حوالي 20.

6.مطلوب نقل قدرة مقدارها hp 90 من عمود سرعته rpm 300. عدد اسنان العجلة علي العمود القائد 17 وعلي العمود المنقاد 34. البعد بين المركزين حوالي 25 خطوة . متوقع وجود احمال صدمية متوسطة وتشغيل غير منتظم. أوجد نوع وطول الجنزير المناسب.

الباب الثالث

المحامل المقاومة للاحتكاك
(Antifriction Bearings)

وظيفة المحامل هي إسناد العمدان، أو الأجزاء المشابهة، فى اتجاه نصف القطر وفى اتجاه المحور. تشتمل المحامل المقاومة للاحتكاك على جسيمات متدحرجة، يمكن ان تكون كريات (balls) أو أسطوانات(rollers)، تتدحرج بين حلقتين: حلقة داخلية(inner ring) وحلقة خارجية (outer ring) ويكون مسارها محكوماً بأخاديد يتم قطعها على هذه الحلقات بالإضافة الى قفص احتجاز (retaining cage). يتم انتقال الحمل فى المحامل المقاومة للاحتكاك خلال تلامس تدحرجي (rolling contact)، خلاف الجلب (sleeves) والتي يتم انتقال الحمل فيها خلال تلامس انزلاقي (sliding contact).

الشكل (2.1)

من محاسن المحامل المقاومة للاحتكاك مقارنة بالجلب:

1. يكون الاحتكاك منخفضاً ماعدا عند السرعات العالية.
2. لها خصائص تساعد على تحقيق محازاة دقيقة للعمود. (good alignment properties)

3. تتحمل الأحمال الزائدة اللحظية.

4. سهلة التزليق (Lubrication).

5. بعض الأنواع تتحمل الحمل المحوري والنصف قطري فى آن واحد.

6. يمكن أن يتم استبدالها بسهولة.

7. يتم اختيار المحمل المناسب لتطبيق معين من الجداول المعدة بواسطة الشركات المصنعة بطريقة سهلة.

ومن عيوبها:

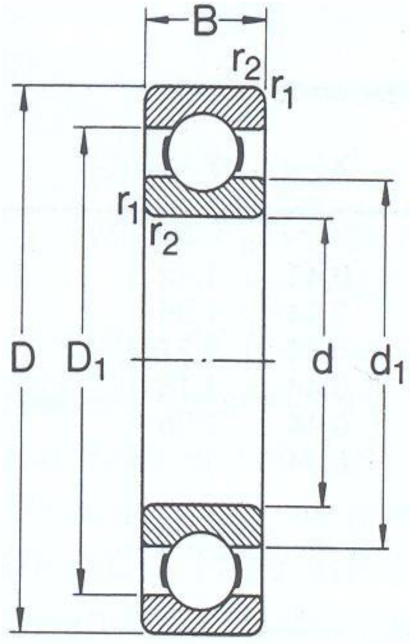
1. عالية التكلفة.

2. يمكن إن يتم انهيار المحمل فجأة دون إنذار مما قد يتسبب فى تلف بعض أجزاء الآلية.

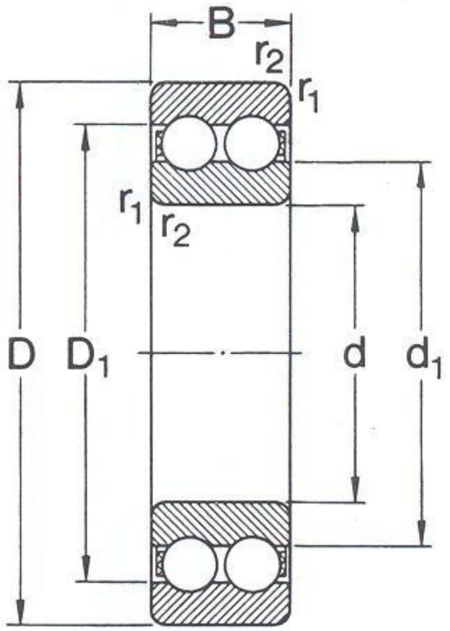
3.1 بعض أنواع محامل الكريات (Types of ball bearings) :

1. محمل كريات مفرد، (single–row deep–groove ball bearing):

يستخدم هدا النوع أساسا لإسناد الحمل فى اتجاه القطر (radial load)، ولكنه يتحمل أيضا بعض الحمل المحوري (axial load).



2. محمل كريات مزدوج (double– row ball dearing):



يستخدم هذا النوع

لإسناد الأحمال

الكبيرة فى اتجاه

نصف القطر (radial load)

وفى اتجاه المحور (axial load).

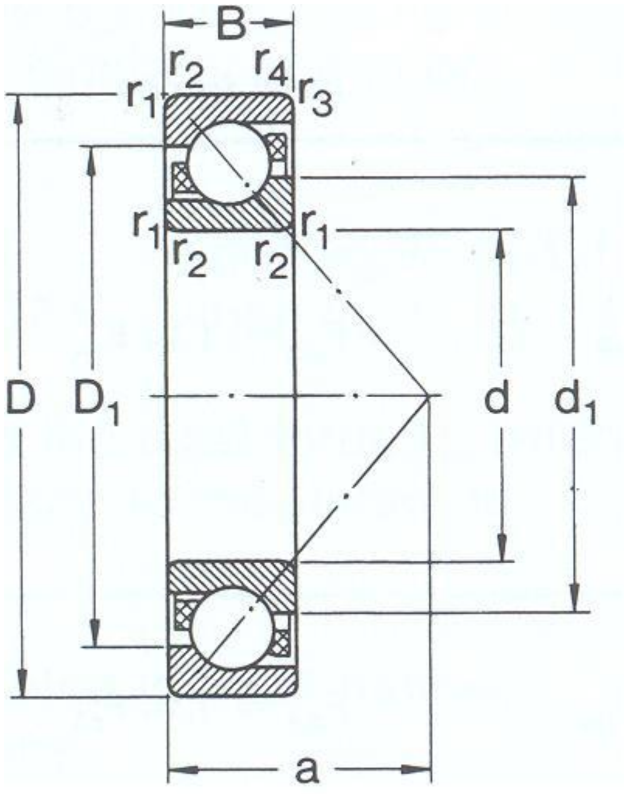
3. محمل كريات ذو تلامس زاوي

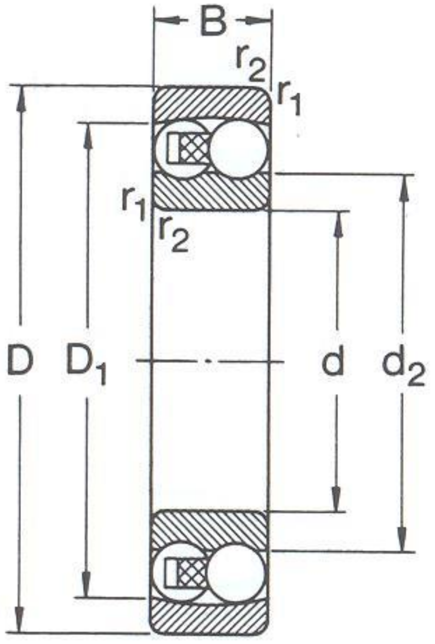
(Angular–contact ball bearing):

يستخدم هذا النوع

لزيادةالمقدرة على

إسناد الحمل المحوري.





4.محمل كريات ذو محازاة ذاتية

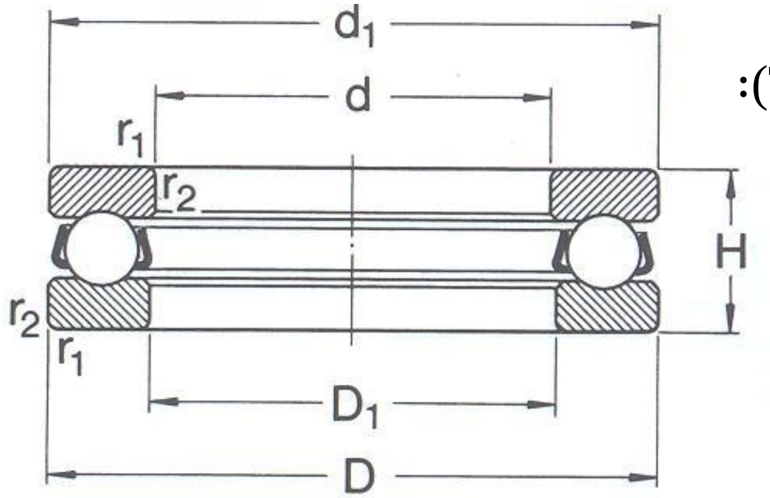
:(Self– aligning ball bearing)

يستخدم هذا النوع عندما يتوقع

وجود انحراف فى العمود أو

اختلاف المحازاة عند التركيب،

يسمح باختلافالمحازاة عادة حتي الزاوية 3° .



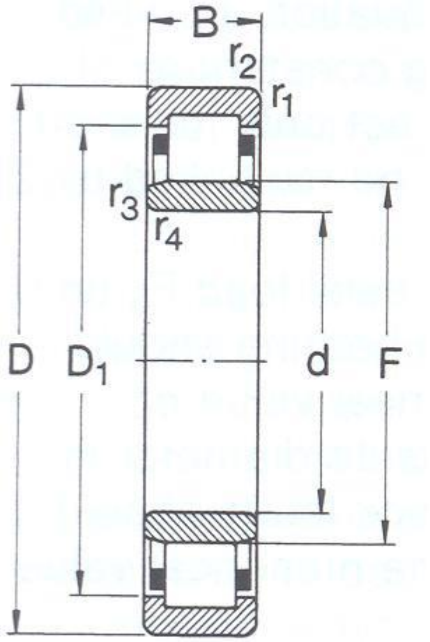
5. محمل كريات دفعي

:(Thrust ball bearing)

يستخدم لإسناد حمل

محوري كبير.

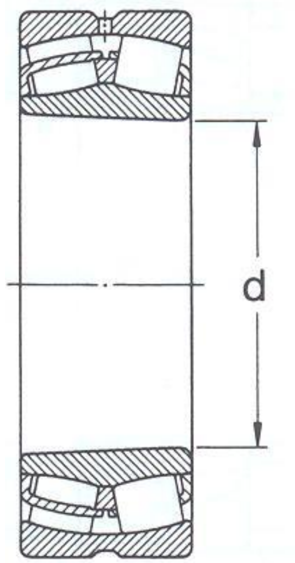
3.2 بعض أنواع محامل الاسطوانات (Roller bearing types) :



1. محمل اسطوانات مستقيمة (Straight roller bearing):

فى هذا النوع تكون الجسيمات المتدحرجة عبارة عن اسطوانات مستقيمة، (rollers) ، يتحمل هذا النوع حملاً نصف قطرياً أكبر من الحمل الذي يتحمله محمل كريات بنفس الحجم وذلك لأن مساحة التلامس أكبر، ولكنه لا يسند الأحمال فى اتجاه المحور بالإضافة الى انه يتطلب محازاة دقيقة.

2. محمل اسطوانات كروي (Spherical roller bearing):

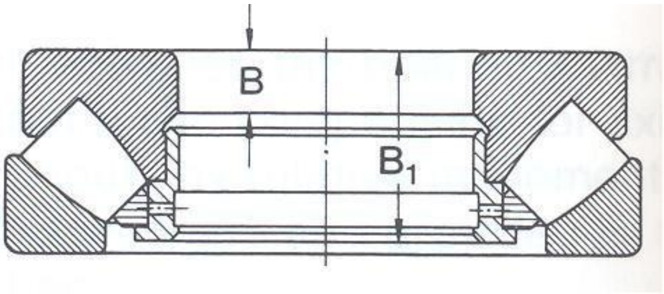


يستخدم عند وجود أحمال ثقيلة مع توقع وجود عدم محازاة دقيقة. (Misalignment)

3. محمل اسطوانات كروي دفعى

(Spherical roller thrust bearing):

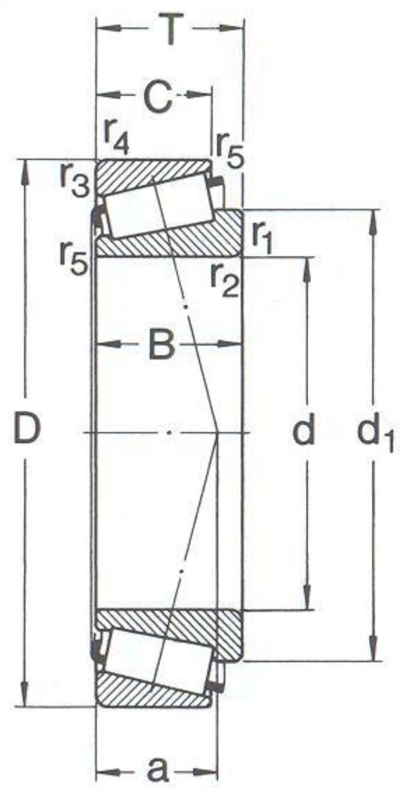
يستخدم عند وجود أحمال ثقيلة مع توقع وجود عدم محازاة دقيقة. (Misalignment)



4.محمل اسطوانات مستدقة (مسلوبة)

(tapered roller bearing):

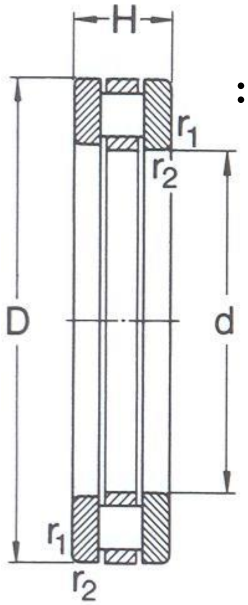
يستخدم لإسناد الأحمال فى اتجاه نصف القطر وفى اتجاه المحور.



5.محمل اسطوانات دفعي

(thrust roller bearing):

يستخدم لإسناد العمود فى اتجاه المحور.

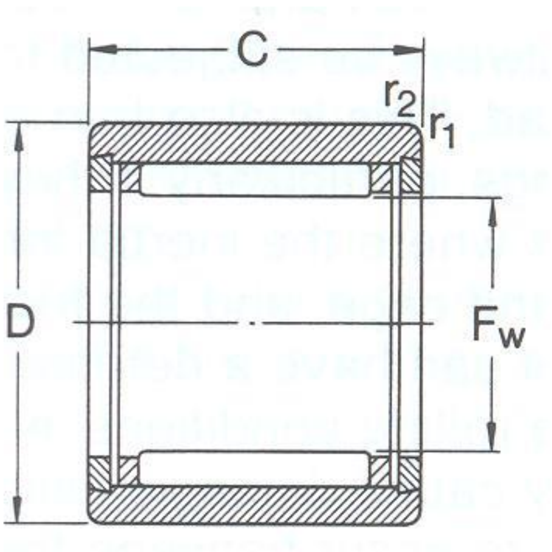


6.محمل اسطوانات دبوسيه

:(needle roller bearing)

تستخدم عندما يكون الحيز

المتاح فى اتجاه نصف القطر صغير.



3.3 حمل وعمر المحمل (Bearing load & life):

تم وضع هذا التعريف بواسطة اتحاد مصنعي المحامل المقاومة للاحتكاك (Anti- Friction Bearing Manufacturers Association), AFBMA

الحمل التقديري القياسي (Standard load rating):

هو الحمل النصف- قطري الذي تتحمله مجموعة محامل متماثلة(ظاهرياً) لفترة عمر تقديري (rating life) مقداره واحد مليون لفه للحلقة الداخلية للمحمل. يعرف الحمل التقديري القياسي أيضا بالحمل التقديري الديناميكي(Dynamic load rating)أو السعة الديناميكية الأساسية (Basic dynamic capacity) أو الحمل التقديري الأساسي(Basic load rating) ويرمز له بالرمز C.

عمر المحمل:(Bearing life): هوعدد الساعات عند سرعة معينة (ثابتة) أو عدد اللفات للحلقة الداخلية التى يمكن إن يعملها المحمل قبل حدوث الانهيار.

العمر التقديري (Rating life):

يعرف العمر التقديري لمجموعة محامل متماثلة (ظاهرياً) بأنه عدد اللفات أو عدد الساعات عند سرعة معينة (ثابتة) والتي يمكن ان تكملها ، أو تزيد عنها ، نسبة 90% من مجموعة المحامل المعينة قبل حدوث الانهيار (Failure)يعرف العمر التقديري أيضا بالعمر الأدنى (minimum life) أو L_{10} Life .

3.4 طريقة اختيار محمل الكريات:

يتم اختيار المحمل المناسب من الجداول المعدة بواسطة الشركات المصنعة بناء على قيمة الحمل التقديري الأساسي للتطبيق المعين ويتم إيجاده من العلاقة الاتية:

$$C = F\left(L \times 10^{-6}\right)^{\frac{1}{a}} \quad ....(3.1)$$

حيث C : الحمل التقديري الأساسي

F : الحمل المكافئ النصف قطري المؤثر على المحمل.

L : عمر المحمل باللفات

a : كمية ثابتة وتساوي 3 لمحمل الكريات أو 10/3 لمحمل الاسطوانات.

بعض الشركات المصنعة للمحامل تقوم بتحديد الحمل التقديري المناظر لعمر تقديري محدد (L_{10} Life) بالساعة وسرعة محددة (rpm). فى كتلوجات شركة Timken مثلاً، يتم جدولة الحمل التقديري للمحامل عند عمر تقديري مقداره 3000 ساعة عند السرعة 500 rpm. ولاختيار المحمل المناسب من مثل هذه الكتلوجات، يتم أولا تحديد الحمل التقديري C من المعادلة:

$$C_R = F\left\{\left(\frac{L_D}{L_R}\right)\left(\frac{n_D}{n_R}\right)\right\}^{\frac{1}{a}} ....(3.2)$$

حيث R : ترمز لقيم الكتلوج أو القيم التقديرية (Rating values) و D ترمز لقسم التصميم (Design values) أو القيم المطلوبة : أفرض مثلا أنه مطلوب اختيار محمل اسطوانات ليسند حملاً نصف قطرياً مكافئاً مقداره 4 kN، عمر المحمل المطلوب هو 1200 ساعة عند السرعة 600 rpm، وفى هذه الحالة فان الحمل التقديري الذي يجب استخدامه فى كتلوج شركة Timken هو:

$$C_R = 4\times\left\{\left(\frac{1200}{3000}\right)\left(\frac{600}{500}\right)\right\}^{\frac{3}{10}} = 3.21\, kN$$

يتم تحسيب الحمل النصف قطري المكافئ F، للمحمل الذي يقع تحت تأثير حمل نصف قطري ثابت وحمل محوري مشترك (combined radial & axial load) من المعادلة:

$$F = k\left[Xv F_r + Y F_a\right]............................(3.3)$$

حيث F_r : هي الحمل الحقيقي الواقع على المحمل فى اتجاه نصف القطر (radial load)

F_a : هي الحمل الحقيقي الواقع على المحمل فى اتجاه المحور (axial load)

X : هو معامل الحمل النصف قطري (Radial load coefficient)

Y : هو معامل الحمل المحوري (axial load coefficient)

k : هو معامل التحميل (Load application factor)

v : معامل الدوران (Rotational factor)

عند دوران الحلقة الداخلية: v = 1

عند دوران الحلقة الخارجية: v = 1.2

فى محامل المحازاة الذاتية: v = 1 دائماً

Table (3.1): Redial & Axial load factors for Ball bearings:-

$\frac{F_a}{C_o}$	e	$\frac{F_a}{F_r} > e$		$\frac{F_a}{F_r} \leq e$	
		X	Y	X	Y
0.014	0.19	0.56	2.3	1	0
0.021	0.21	0.56	2.15	1	0
0.028	0.22	0.56	1.99	1	0
0.040	0.24	0.56	1.80	1	0
0.056	0.26	0.56	1.71	1	0
0.070	0.27	0.56	1.60	1	0
0.084	0.28	0.56	1.56	1	0
0.11	0.30	0.56	1.45	1	0
0.13	0.31	0.56	1.40	1	0
0.17	0.34	0.56	1.31	1	0
0.25	0.37	0.56	1.20	1	0
0.28	0.38	0.56	1.15	1	0
0.42	0.42	0.56	1.04	1	0
0.56	0.44	0.56	1.00	1	0

Note: for 0.014, use e =0.19. $\frac{F_a}{C_0} <$

يتم ايجاد قيم X و Y من الجدول (3.1) وذلك باتباع الخطوات الاتية:

(أ) اوجد الحمل التقديري الاستاتيكي الأساسي، C_o (basic static load rating)،

من المعادلة:

$$C_\circ = S_\circ F_\circ \text{.....................................} (3.4)$$

حيث F_o : هي الحمل الاستاتيكي المكافئ (equivalent static load) ، بالنسبة لمحامل الكريات تكون قيمة F_o مساوية للقيمة الأكبر مما يلي :

$$F_\circ = 0.6 F_r + 0.5 F_a \text{.................................} (3.5)$$

او

$$F_O = F_r \text{..} (3.6)$$

S_o : هو عامل الحمل الاستاتيكي (static load factor) وتعتمد قيمته على نوع التحميل كما يوضح الجدول (3.2).

Table (3.2)Static load factor,S_0:-

Type of loading	S_0
Operation is smooth and vibration free	0.5
Normal conditions of operation and vibration	1.0
Shock loads present	1.5 – 2
Smooth running is required	2.0

(ب) أحسب النسب $\frac{F_a}{C_o}$ و $\frac{F_a}{F_r}$

(ج) من الجدول (3.1) اوجد قيمة الكمية الثابتة، e، ثم قارن بينها وبين قيمة النسبة $\frac{F_a}{F_r}$ ومن ثم اوجد القيم الصحيحة للعوامل X و Y.

لاحظ انه اذا كانت قيمة $\frac{F_a}{C_o} < 0.014$ فانه يتم اعتبار أَن e = 0.19 في الجدول (3.1).

يتم ايجاد معامل التحميل، k، من الجدول (3.3).

Table (3.3) load application factor, k

Type of loading	**k**
Precision gearing	1 – 1.1
Commercial gearing	1.1 – 1.3
Poor-bearing seal	1.2
No impact	1 – 1.2
Light impact	1.2 – 1.5
Moderate impact	1.5 – 3

3.5 تركيب المحامل النصف قطرية (Mounting of radial ball bearing):

تستخدم المحامل لإسناد العمدان الدوارة ونقل الحمل من العمود المعني الى قاعدة الإسناد فى هيكل الآلة (housing) دون إحداث أي تلف فى المحمل أو العمود أو أجزاء الآلية الأخرى وحتي يتم ذلك يجب التأكد من أن

المحمل يتم تركيبه على العمود وعلى قاعدة الإسناد بطريقة صحيحة وذلك لضمان تشغيله للعمر المقترح له والمحافظة على بقية أجزاء الآلة .

يحتاج العمود عادة الي إثنين من المحامل، تقوم بوظيفة الإسناد وتحديد الموضع فى إتجاه نصف القطر وفى إتجاه المحور.

الشكل أدناه يوضح احدي الطرق المستخدمة لتركيب المحامل النصف قطرية، (radial bearings).

فى الشكل أعلاه يتم إسناد الحلقة الداخلية للمحمل على كتفة العمود ويتم تثبيتها فى هذا الموضع بواسطة صمولة تربط على العمود . يتم إسناد الحلقة الخارجية لأحد المحامل، (على اليسار)، على كتفة الهيكل ويتم تثبيتها فى هذا الوضع بواسطة غطاء وبالتالي فان هذا المحمل يتحمل حملاً محورياً فى الاتجاهين بالإضافة الى الحمل النصف قطري. فى المحمل الآخر (على

اليمين) تكون الحلقة الخارجية حرة فى ان تتحرك فى اتجاه المحور وبالتالي فان هذا المحمل لا يتحمل الحمل المحوري ويسمح للعمود ان يتحرك فى اتجاه المحور عند حدوث انحرافات.

<u>مثال (3.1):</u>

مطلوب اختيارمحمل كريات– أخدود عميق(Deep–grove ball bearing) ليسند حملاً نصف قطرياً مقداره 3200 N بالإضافة الى حمل محوري مقدارN 800، عند السرعة 1000 rpm. يعمل المحمل لفترة 8 ساعات يومياً. مطلوب الاّ يتم تغيير المحمل الاّ بعد مرور 5 سنوات. أفرض أن عدد أيام التشغيل فى السنة هو 300 يوم. من المتوقع وجود أحمال صدمية (Shock loads) فى الآلية التى يعمل فيها المحمل. افرض ان مانع التسرب المستخدم من النوع الردئ. (Poor-bearing seals)

<u>الحل:</u>

عمر المحمل المطلوب بالساعات هو:

$$8 \times 300 \times 5 = 12000\,hr$$

السرعة هي : n = 1000 rpm

الحمل النصف قطري : $F_r = 3200$ N

الحمل المحوري: $F_a = 800$ N

$$\therefore \quad F_\circ = 0.6F_r + 0.5F_a$$

$$= 0.6 \times 3200 + 0.5 \times 800 = 2320\,N$$

وبما أن $F_r > F_\circ$ $\therefore$ $F_\circ = F_r = 3200\,N$

بما أنه متوقع وجود صدمات، $\therefore$ $S_\circ = 1.5$ (من الجدول 3.2)

وعليه فان : $C_{\circ} = S_{\circ} F_{\circ} = 1.5 \times 3200 = 4800\,N$

$\therefore$ النسبة $F_a / C_{\circ} = 800/4800 = 0.167$

كما ان : $F_a / F_r = 800/3200 = 0.25$

من الجدول (3.1) وعند $F_a / C_{\circ} = 0.167$ فان e = 0.33 (باستخدام الاستكمال الداخلي).

وعليه فان $F_a / F_r < e$

وبالتالي فان: X = 1 ، Y = 0

من الجدول (3.3) وبالنسبة لمانع تسرب من النوع الردئ فان : k = 1.2

أفرض دوران الحلقة الداخلية ، $\therefore$ v = 1

عمر المحمل بعدد اللفات هو:

$$\text{revs.}\, L = 12000 \times 1000 \times 60 = 720 \times 10^6$$

$\therefore$ الحمل النصف قطري المكافئ هو:

$$F = k\left[X v F_r + Y F_a\right]$$
$$= 1.2 \times 1 \times 1 \times 3200 = 3840\,N$$

$\therefore$ الحمل التقديري الأساسي هو: $C = F\left(L \times 10^{-6}\right)^{\frac{1}{a}}$

بالنسبة لمحامل الكريات فان : a = 3

وعليه فان : $C = 3840\left(720 \times 10^{6} \times 10^{-6}\right)^{\frac{1}{3}} = 34418N$

بالنظر الى جداول شركة SKF (أوFAG أو أي شركة أخري) نجد ان المحمل المناسب هو 6407 والذي يتحمل حملاً تقديرياً أساسياً مقداره 42500 N

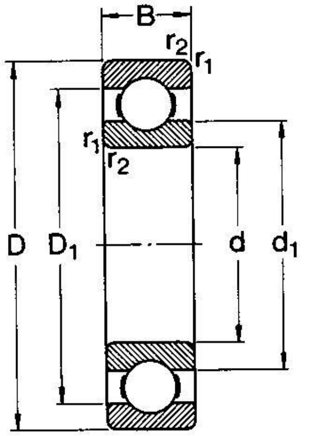
نلاحظ أن القطر الداخلي لهذا المحمل هو 35 mm والخارجي 100 mm وعرضه 25 mm.

مســـــــــــــا ئــل

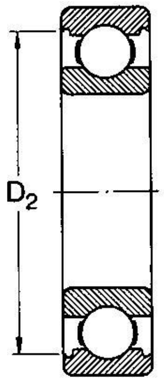
1. محمل كريات أخدود عميق يتحمل حمل نصف قطري 4 kN ، العمر التقديري له $L_{10} = 1200\,hr$ عند السرعة rpm 600 . إذا كانت الشركة المصنعة للمحمل قامت بإعداد الجداول(الكتلوجات) باعتبار أن العمر التقديري 3800 hr عند السرعة 500 rpm فأوجد مقدار الحمل الذي يجب اعتباره عند استخدام هذه الجداول. (2.989kN)

2. مطلوب اختيار محمل كريات– أخدود عميق– ليسند حملاً نصف قطرياً مقداره 2kN وحملاً محورياً مقداره 0.5kN. العمر التقديري المطلوب للمحمل هو 5000 ساعة تدور الحلقة الداخلية للمحمل بسرعة 900 rpm . افرض استخدام تروس تجارية (commercial gears) مع وجود أحمال صدمية (Shock loads).

3. مطلوب اختيار محمل كريات– أخدود عميق– لإسناد العمود الموضح أدناه عند A وB. يجب ان تعمل المحامل لفترة 3000 hr عند السرعة 1000 rpm . أصغر قطر للعمود هو 25 mm. أفرض أن الحمل المحوري يتحمله المحمل A، مع وجود صدمات خفيفة (Light impact).
أرسم مسقطاً قطاعياً يوضح طريقة تثبيت المحامل.

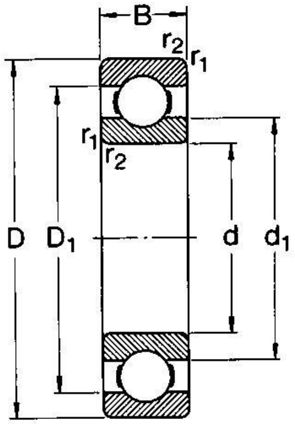


With full outer ring shoulders

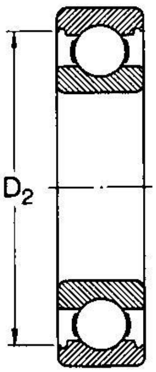


With recessed outer ring shoulders

Principal dimensions d	D	B	Basic load ratings dynamic C	static C_0	Fatigue load limit P_u	Speed ratings Lubrication grease	oil	Mass	Designation
mm			N		N	r/min		kg	–
2,5	8	2,8	319	106	4	67 000	80 000	0,0007	**60/2.5**
3	10	4	488	146	6	60 000	70 000	0,0015	**623**
4	9	2,5	540	180	7	63 000	75 000	0,0007	**618/4**
	12	4	806	280	12	53 000	63 000	0,0022	**604**
	13	5	975	305	14	48 000	56 000	0,0031	**624**
	16	5	1 110	380	16	43 000	50 000	0,0054	**634**
5	11	3	637	255	11	53 000	63 000	0,0012	**618/5**
	16	5	1 110	380	16	43 000	50 000	0,0050	**625**
	19	6	1 720	620	26	36 000	43 000	0,0090	**635**
6	13	3,5	884	345	15	48 000	56 000	0,0020	**618/6**
	19	6	1 720	620	26	36 000	43 000	0,0084	**626**
7	14	3,5	956	400	17	45 000	53 000	0,0022	**618/7**
	19	6	1 720	620	26	38 000	45 000	0,0075	**607**
	22	7	3 250	1 370	57	32 000	38 000	0,013	**627**
8	16	4	1 330	570	24	40 000	48 000	0,0030	**618/8**
	22	7	3 250	1 370	57	36 000	43 000	0,012	**608**
9	17	4	1 430	640	27	38 000	45 000	0,0034	**618/9**
	24	7	3 710	1 660	71	32 000	38 000	0,014	**609**
	26	8	4 620	1 960	83	28 000	34 000	0,020	**629**
10	19	5	1 380	585	25	36 000	43 000	0,0055	**61800**
	22	6	1 950	750	32	34 000	40 000	0,010	**61900**
	26	8	4 620	1 960	83	30 000	36 000	0,019	**6000**
	28	8	4 620	1 960	83	28 000	34 000	0,022	**16100**
	30	9	5 070	2 360	100	24 000	30 000	0,032	**6200**
	35	11	8 060	3 400	143	20 000	26 000	0,053	**6300**
12	21	5	1 430	670	28	32 000	38 000	0,0063	**61801**
	24	6	2 250	980	43	30 000	36 000	0,011	**61901**
	28	8	5 070	2 360	100	26 000	32 000	0,022	**6001**
	30	8	5 070	2 360	100	26 000	32 000	0,023	**16101**
	32	10	6 890	3 100	132	22 000	28 000	0,037	**6201**
	37	12	9 750	4 150	176	19 000	24 000	0,060	**6301**

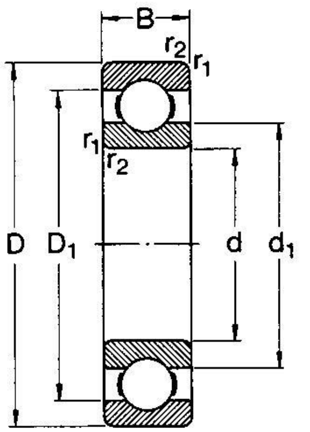


With full outer ring shoulders

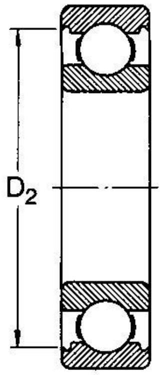


With recessed outer ring shoulders

Principal dimensions			**Basic load ratings** dynamic	static	**Fatigue load limit**	**Speed ratings** Lubrication grease	oil	**Mass**	**Designation**
d	D	B	C	C_0	P_u				
mm			N		N	r/min		kg	–
15	24	5	1 560	800	34	28 000	34 000	0,0074	**61802**
	28	7	4 030	2 040	85	24 000	30 000	0,016	**61902**
	32	8	5 590	2 850	120	22 000	28 000	0,025	**16002**
	32	9	5 590	2 850	120	22 000	28 000	0,030	**6002**
	35	11	7 800	3 750	160	19 000	24 000	0,045	**6202**
	42	13	11 400	5 400	228	17 000	20 000	0,082	**6302**
17	26	5	1 680	930	39	24 000	30 000	0,0082	**61803**
	30	7	4 360	2 320	98	22 000	28 000	0,018	**61903**
	35	8	6 050	3 250	137	19 000	24 000	0,032	**16003**
	35	10	6 050	3 250	137	19 000	24 000	0,039	**6003**
	40	12	9 560	4 750	200	17 000	20 000	0,065	**6203**
	47	14	13 500	6 550	275	16 000	19 000	0,12	**6303**
	62	17	22 900	10 800	455	12 000	15 000	0,27	**6403**
20	32	7	2 700	1 500	63	19 000	24 000	0,018	**61804**
	37	9	6 370	3 650	156	18 000	22 000	0,038	**61904**
	42	8	6 890	4 050	173	17 000	20 000	0,050	**16004**
	42	12	9 360	5 000	212	17 000	20 000	0,069	**6004**
	47	14	12 700	6 550	280	15 000	18 000	0,11	**6204**
	52	15	15 900	7 800	335	13 000	16 000	0,14	**6304**
	72	19	30 700	15 000	640	10 000	13 000	0,40	**6404**
25	37	7	4 360	2 600	125	17 000	20 000	0,022	**61805**
	42	9	6 630	4 000	176	16 000	19 000	0,045	**61905**
	47	8	7 610	4 750	212	14 000	17 000	0,060	**16005**
	47	12	11 200	6 550	275	15 000	18 000	0,080	**6005**
	52	15	14 000	7 800	335	12 000	15 000	0,13	**6205**
	62	17	22 500	11 600	490	11 000	14 000	0,23	**6305**
	80	21	35 800	19 300	815	9 000	11 000	0,53	**6405**
30	42	7	4 490	2 900	146	15 000	18 000	0,027	**61806**
	47	9	7 280	4 550	212	14 000	17 000	0,051	**61906**
	55	9	11 200	7 350	310	12 000	15 000	0,085	**16006**
	55	13	13 300	8 300	355	12 000	15 000	0,12	**6006**
	62	*16*	*19 500*	*11 200*	*475*	*10 000*	*13 000*	*0,20*	***6206***
	72	*19*	*28 100*	*16 000*	*670*	*9 000*	*11 000*	*0,35*	***6306***
	90	*23*	*43 600*	*23 600*	*1 000*	*8 500*	*10 000*	*0,74*	***6406***

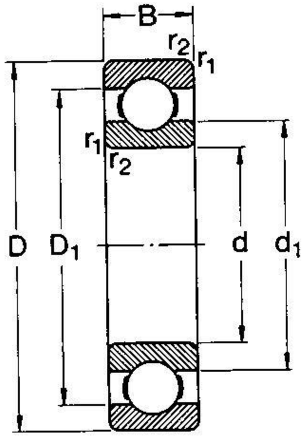


With full outer ring shoulders

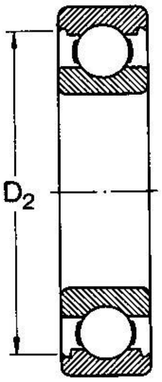


With recessed outer ring shoulders

Principal dimensions d	D	B	Basic load ratings dynamic C	static C_0	Fatigue load limit P_u	Speed ratings Lubrication grease	oil	Mass	Designation
mm			N		N	r/min		kg	–
35	47	7	4 750	3 200	166	13 000	16 000	0,030	**61807**
	55	10	9 560	6 200	290	11 000	14 000	0,080	**61907**
	62	9	12 400	8 150	375	10 000	13 000	0,11	**16007**
	62	14	15 900	10 200	440	10 000	13 000	0,16	**6007**
	72	17	25 500	15 300	655	9 000	11 000	0,29	**6207**
	80	21	33 200	19 000	815	8 500	10 000	0,46	**6307**
	100	25	55 300	31 000	1 290	7 000	8 500	0,95	**6407**
40	52	7	4 940	3 450	186	11 000	14 000	0,034	**61808**
	62	12	13 800	9 300	425	10 000	13 000	0,12	**61908**
	68	9	13 300	9 150	440	9 500	12 000	0,13	**16008**
	68	15	16 800	11 600	490	9 500	12 000	0,19	**6008**
	80	18	30 700	19 000	800	8 500	10 000	0,37	**6208**
	90	23	41 000	24 000	1 020	7 500	9 000	0,63	**6308**
	110	27	63 700	36 500	1 530	6 700	8 000	1,25	**6408**
45	58	7	6 050	4 300	228	9 500	12 000	0,040	**61809**
	68	12	14 000	9 800	465	9 000	11 000	0,14	**61909**
	75	10	15 600	10 800	520	9 000	11 000	0,17	**16009**
	75	16	20 800	14 600	640	9 000	11 000	0,25	**6009**
	85	19	33 200	21 600	915	7 500	9 000	0,41	**6209**
	100	25	52 700	31 500	1 340	6 700	8 000	0,83	**6309**
	120	29	76 100	45 000	1 900	6 000	7 000	1,55	**6409**
50	65	7	6 240	4 750	250	9 000	11 000	0,052	**61810**
	72	12	14 600	10 400	500	8 500	10 000	0,14	**61910**
	80	10	16 300	11 400	560	8 500	10 000	0,18	**16010**
	80	16	21 600	16 000	710	8 500	10 000	0,26	**6010**
	90	20	35 100	23 200	980	7 000	8 500	0,46	**6210**
	110	27	61 800	38 000	1 600	6 300	7 500	1,05	**6310**
	130	31	87 100	52 000	2 200	5 300	6 300	1,90	**6410**
55	72	9	8 840	6 800	360	8 500	10 000	0,083	**61811**
	80	13	15 900	11 400	560	8 000	9 500	0,19	**61911**
	90	11	19 500	14 000	695	7 500	9 000	0,26	**16011**
	90	18	28 100	21 200	900	7 500	9 000	0,39	**6011**
	100	21	43 600	29 000	1 250	6 300	7 500	0,61	**6211**
	120	29	71 500	45 000	1 900	5 600	6 700	1,35	**6311**
	140	33	99 500	62 000	2 600	5 000	6 000	2,30	**6411**

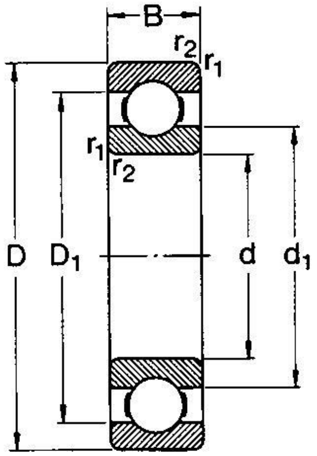


With full outer ring shoulders

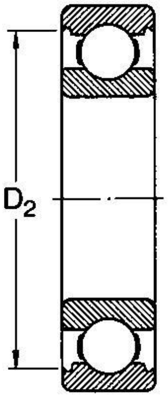


With recessed outer ring shoulders

Principal dimensions			Basic load ratings		Fatigue load limit	Speed ratings		Mass	Designation
			dynamic	static		Lubrication grease	oil		
d	D	B	C	C_0	P_u				
mm			N		N	r/min		kg	–
60	78	10	8 710	6 700	365	7 500	9 000	0,11	**61812**
	85	13	16 500	12 000	600	7 500	9 000	0,20	**61912**
	95	11	19 900	15 000	735	6 700	8 000	0,28	**16012**
	95	18	29 600	23 200	980	6 700	8 000	0,42	**6012**
	110	22	52 700	36 000	1 530	6 000	7 000	0,78	**6212**
	130	31	81 900	52 000	2 200	5 000	6 000	1,70	**6312**
	150	35	108 000	69 500	2 900	4 800	5 600	2,75	**6412**
65	85	10	11 900	9 650	510	7 000	8 500	0,13	**61813**
	90	13	17 400	13 400	680	6 700	8 000	0,22	**61913**
	100	11	21 200	16 600	830	6 300	7 500	0,30	**16013**
	100	18	30 700	25 000	1 060	6 300	7 500	0,44	**6013**
	120	23	55 900	40 500	1 730	5 300	6 300	0,99	**6213**
	140	33	92 300	60 000	2 500	4 800	5 600	2,10	**6313**
	160	37	119 000	78 000	3 150	4 500	5 300	3,30	**6413**
70	90	10	12 100	10 000	540	6 700	8 000	0,14	**61814**
	100	16	23 800	18 300	900	6 300	7 500	0,35	**61914**
	110	13	28 100	25 000	1 060	6 000	7 000	0,43	**16014**
	110	20	37 700	31 000	1 320	6 000	7 000	0,60	**6014**
	125	24	60 500	45 000	1 900	5 000	6 000	1,05	**6214**
	150	35	104 000	68 000	2 750	4 500	5 300	2,50	**6314**
	180	42	143 000	104 000	3 900	3 800	4 500	4,85	**6414**
75	95	10	12 500	10 800	585	6 300	7 500	0,15	**61815**
	105	16	24 200	19 300	965	6 000	7 000	0,37	**61915**
	115	13	28 600	27 000	1 140	5 600	6 700	0,46	**16015**
	115	20	39 700	33 500	1 430	5 600	6 700	0,64	**6015**
	130	25	66 300	49 000	2 040	4 800	5 600	1,20	**6215**
	160	37	114 000	76 500	3 000	4 300	5 000	3,00	**6315**
	190	45	153 000	114 000	4 150	3 600	4 300	6,80	**6415**
80	100	10	12 700	11 200	610	6 000	7 000	0,15	**61816**
	110	16	25 100	20 400	1 020	5 600	6 700	0,40	**61916**
	125	14	33 200	31 500	1 320	5 300	6 300	0,60	**16016**
	125	22	47 500	40 000	1 660	5 300	6 300	0,85	**6016**
	140	26	70 200	55 000	2 200	4 500	5 300	1,40	**6216**
	170	39	124 000	86 500	3 250	3 800	4 500	3,60	**6316**
	200	48	163 000	125 000	4 500	3 400	4 000	8,00	**6416**

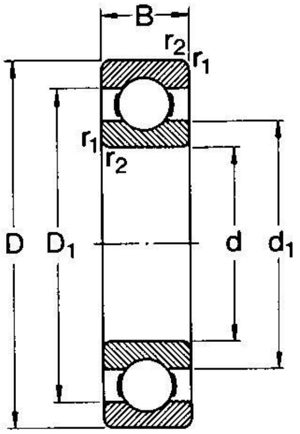


With full outer
ring shoulders

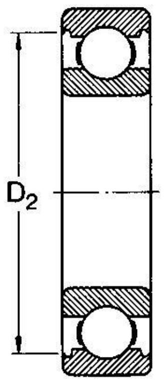


With recessed outer
ring shoulders

Principal dimensions			Basic load ratings		Fatigue load limit	Speed ratings		Mass	Designation
			dynamic	static		Lubrication			
						grease	oil		
d	D	B	C	C_0	P_u				
mm			N		N	r/min		kg	–
85	110	13	19 500	16 600	880	5 300	6 300	0,27	**61817**
	120	18	31 900	30 000	1 250	5 300	6 300	0,55	**61917**
	130	14	33 800	33 500	1 370	5 000	6 000	0,63	**16017**
	130	22	49 400	43 000	1 760	5 000	6 000	0,89	**6017**
	150	28	83 200	64 000	2 500	4 300	5 000	1,80	**6217**
	180	41	133 000	96 500	3 550	3 600	4 300	4,25	**6317**
	210	52	174 000	137 000	4 750	3 200	3 800	9,50	**6417**
90	115	13	19 500	17 000	915	5 300	6 300	0,28	**61818**
	125	18	33 200	31 500	1 230	5 000	6 000	0,59	**61918**
	140	16	41 600	39 000	1 560	4 800	5 600	0,85	**16018**
	140	24	58 500	50 000	1 960	4 800	5 600	1,15	**6018**
	160	30	95 600	73 500	2 800	3 800	4 500	2,15	**6218**
	190	43	143 000	108 000	3 850	3 400	4 000	4,90	**6318**
	225	54	186 000	150 000	5 000	3 000	3 600	11,5	**6418**
95	120	13	19 900	17 600	930	5 000	6 000	0,30	**61819**
	130	18	33 800	33 500	1 430	4 800	5 600	0,61	**61919**
	145	16	42 300	41 500	1 630	4 500	5 300	0,89	**16019**
	145	24	60 500	54 000	2 080	4 500	5 300	1,20	**6019**
	170	32	108 000	81 500	3 000	3 600	4 300	2,60	**6219**
	200	45	153 000	118 000	4 150	3 200	3 800	5,65	**6319**
100	125	13	19 900	18 300	950	4 800	5 600	0,31	**61820**
	140	20	42 300	41 500	1 630	4 500	5 300	0,83	**61920**
	150	16	44 200	44 000	1 700	4 300	5 000	0,91	**16020**
	150	24	60 500	54 000	2 040	4 300	5 000	1,25	**6020**
	180	34	124 000	93 000	3 350	3 400	4 000	3,15	**6220**
	215	47	174 000	140 000	4 750	3 000	3 600	7,00	**6320**
105	130	13	20 800	19 600	1 000	4 500	5 300	0,32	**61821**
	145	20	44 200	44 000	1 700	4 300	5 000	0,87	**61921**
	160	18	52 000	51 000	1 860	4 000	4 800	1,20	**16021**
	160	26	72 800	65 500	2 400	4 000	4 800	1,60	**6021**
	190	36	133 000	104 000	3 650	3 200	3 800	3,70	**6221**
	225	49	182 000	153 000	5 100	2 800	3 400	8,25	**6321**

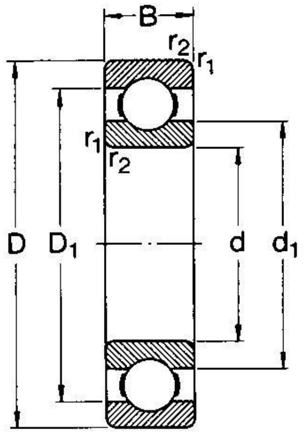


With full outer ring shoulders

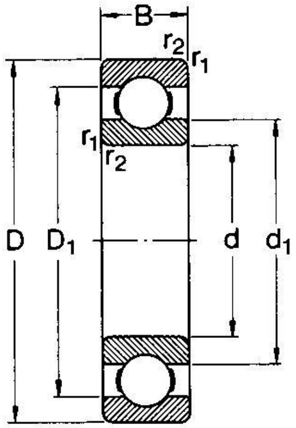


With recessed outer ring shoulders

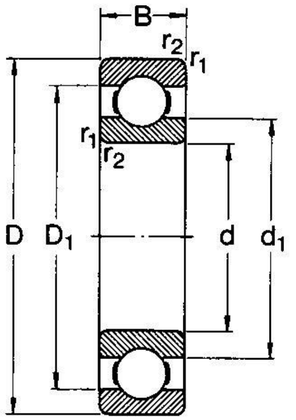
Principal dimensions			Basic load ratings		Fatigue load limit	Speed ratings		Mass	Designation
			dynamic	static		Lubrication			
						grease	oil		
d	D	B	C	C_0	P_u				
mm			N		N	r/min		kg	–
110	140	16	28 100	26 000	1 250	4 300	5 000	0,60	**61822**
	150	20	43 600	45 000	1 660	4 000	4 800	0,90	**61922**
	170	19	57 200	57 000	2 040	3 800	4 500	1,45	**16022**
	170	28	81 900	73 500	2 400	3 800	4 500	1,95	**6022**
	200	38	143 000	118 000	4 000	3 000	3 600	4,35	**6222**
	240	50	203 000	180 000	5 700	2 600	3 200	9,55	**6322**
120	150	16	29 100	28 000	1 290	3 800	4 500	0,65	**61824**
	165	22	55 300	57 000	2 040	3 600	4 300	1,20	**61924**
	180	19	60 500	64 000	2 200	3 400	4 000	1,60	**16024**
	180	28	85 200	80 000	2 750	3 400	4 000	2,05	**6024**
	215	40	146 000	118 000	3 900	2 800	3 400	5,15	**6224**
	260	55	208 000	186 000	5 700	2 400	3 000	14,5	**6324**
130	165	18	37 700	43 000	1 660	3 600	4 300	0,93	**61826**
	180	24	65 000	67 000	2 280	3 400	4 000	1,60	**61926**
	200	22	79 300	81 500	2 700	3 200	3 800	2,35	**16026**
	200	33	106 000	100 000	3 350	3 200	3 800	3,15	**6026**
	230	40	156 000	132 000	4 150	2 600	3 200	5,80	**6226**
	280	58	229 000	216 000	6 300	2 200	2 800	18,0	**6326**
140	175	18	39 000	46 500	1 660	3 400	4 000	0,99	**61828**
	190	24	66 300	72 000	2 280	3 200	3 800	1,70	**61928**
	210	22	80 600	86 500	2 700	3 000	3 600	2,50	**16028**
	210	33	111 000	108 000	3 350	3 000	3 600	3,35	**6028**
	250	42	165 000	150 000	4 150	2 400	3 000	7,45	**6228**
	300	62	251 000	245 000	7 100	2 000	2 600	22,0	**6328**
150	190	20	48 800	61 000	1 960	3 000	3 600	1,40	**61830**
	210	28	88 400	93 000	2 900	2 800	3 400	3,05	**61930**
	225	24	92 300	98 000	3 050	2 600	3 200	3,15	**16030**
	225	35	125 000	125 000	3 900	2 600	3 200	4,80	**6030**
	270	45	174 000	166 000	4 900	2 000	2 600	9,40	**6230**
	320	65	276 000	285 000	7 800	1 900	2 400	26,0	**6330**
160	200	20	49 400	64 000	2 000	2 800	3 400	1,45	**61832**
	220	28	92 300	98 000	3 050	2 600	3 200	3,25	**61932**
	240	25	99 500	108 000	3 250	2 400	3 000	3,70	**16032**
	240	38	143 000	143 000	4 300	2 400	3 000	5,90	**6032**
	290	48	186 000	186 000	5 300	1 900	2 400	14,5	**6232**
	340	68	276 000	285 000	7 650	1 800	2 200	29,0	**6332**



Principal dimensions			Basic load ratings		Fatigue load limit	Speed ratings		Mass	Designation
			dynamic	static		Lubrication grease	oil		
d	D	B	C	C_0	P_u				
mm			N		N	r/min		kg	–
170	215	22	61 800	78 000	2 400	2 600	3 200	1,90	**61834**
	230	28	93 600	106 000	3 150	2 400	3 000	3,40	**61934**
	260	28	119 000	129 000	3 750	2 200	2 800	5,00	**16034**
	260	42	168 000	173 000	5 000	2 200	2 800	7,90	**6034**
	310	52	212 000	224 000	6 100	1 900	2 400	17,5	**6234**
	360	72	312 000	340 000	8 800	1 700	2 000	34,5	**6334**
180	225	22	62 400	81 500	2 450	2 400	3 000	2,00	**61836**
	250	33	119 000	134 000	3 900	2 200	2 800	5,05	**61936**
	280	31	138 000	146 000	4 150	2 000	2 600	6,60	**16036**
	280	46	190 000	200 000	5 600	2 000	2 600	10,5	**6036**
	320	52	229 000	240 000	6 400	1 800	2 200	18,5	**6236**
	380	75	351 000	405 000	10 400	1 700	2 000	42,5	**6336**
190	240	24	76 100	98 000	2 800	2 200	2 800	2,60	**61838**
	260	33	117 000	134 000	3 800	2 200	2 800	5,25	**61938**
	290	31	148 000	166 000	4 550	2 000	2 600	7,90	**16038**
	290	46	195 000	216 000	5 850	2 000	2 600	11,0	**6038**
	340	55	255 000	280 000	7 350	1 700	2 000	23,0	**6238**
	400	78	371 000	430 000	10 800	1 600	1 900	49,0	**6338**
200	250	24	76 100	102 000	2 900	2 200	2 800	2,70	**61840**
	280	38	148 000	166 000	4 550	2 000	2 600	7,40	**61940**
	310	34	168 000	190 000	5 100	1 900	2 400	8,85	**16040**
	310	51	216 000	245 000	6 400	1 900	2 400	14,0	**6040**
	360	58	270 000	310 000	7 800	1 700	2 000	28,0	**6240**
	420	80	377 000	465 000	11 200	1 500	1 800	55,5	**6340**
220	270	24	78 000	110 000	3 000	1 900	2 400	3,00	**61844**
	300	38	151 000	180 000	4 750	1 900	2 400	8,00	**61944**
	340	37	174 000	204 000	5 200	1 800	2 200	11,5	**16044**
	340	56	247 000	290 000	7 350	1 800	2 200	18,5	**6044**
	400	65	296 000	365 000	8 800	1 500	1 800	37,0	**6244**
	460	88	410 000	520 000	12 000	1 300	1 600	72,5	**6344**
240	300	28	108 000	150 000	3 800	1 800	2 200	4,50	**61848**
	320	38	159 000	200 000	5 100	1 800	2 200	8,60	**61948**
	360	37	178 000	220 000	5 300	1 700	2 000	14,5	**16048**
	360	56	255 000	315 000	7 800	1 700	2 000	19,5	**6048**
	440	72	358 000	475 000	10 800	1 300	1 600	51,0	**6248**



Principal dimensions d	D	B	Basic load ratings dynamic C	static C_0	Fatigue load limit P_u	Speed ratings Lubrication grease	oil	Mass	Designation
mm			N		N	r/min		kg	–
260	320	28	111 000	163 000	4 000	1 700	2 000	4,80	**61852**
	360	46	212 000	270 000	6 550	1 600	1 900	14,5	**61952**
	400	44	238 000	310 000	7 200	1 500	1 800	21,5	**16052**
	400	65	291 000	375 000	8 800	1 500	1 800	29,5	**6052**
	480	80	390 000	530 000	11 800	1 100	1 400	65,5	**6252**
280	350	33	138 000	200 000	4 750	1 600	1 900	7,40	**61856**
	380	46	216 000	285 000	6 700	1 500	1 800	15,5	**61956**
	420	44	242 000	335 000	7 500	1 400	1 700	23,0	**16056**
	420	65	302 000	405 000	9 300	1 400	1 700	31,0	**6056**
	500	80	423 000	600 000	12 900	1 100	1 400	71,0	**6256**
300	380	38	172 000	245 000	5 600	1 400	1 700	10,5	**61860**
	420	56	270 000	375 000	8 300	1 300	1 600	24,5	**61960**
	460	50	286 000	405 000	8 800	1 200	1 500	32,0	**16060**
	460	74	358 000	500 000	10 800	1 200	1 500	44,0	**6060**
320	400	38	172 000	255 000	5 700	1 300	1 600	11,0	**61864**
	440	56	276 000	400 000	8 650	1 200	1 500	25,5	**61964**
	480	50	281 000	405 000	8 650	1 100	1 400	34,0	**16064**
	480	74	371 000	540 000	11 400	1 100	1 400	46,0	**6064**
340	420	38	178 000	275 000	6 000	1 200	1 500	11,5	**61868**
	460	56	281 000	425 000	9 000	1 100	1 400	26,5	**61968**
	520	57	345 000	520 000	10 600	1 000	1 300	45,0	**16068**
	520	82	423 000	640 000	13 200	1 000	1 300	62,0	**6068**
360	440	38	182 000	285 000	6 100	1 100	1 400	12,0	**61872**
	480	56	291 000	450 000	9 150	1 100	1 400	28,0	**61972**
	540	57	351 000	550 000	11 000	1 000	1 300	49,0	**16072**
	540	82	462 000	735 000	11 500	1 000	1 300	64,5	**6072**
380	480	46	242 000	390 000	8 000	1 000	1 300	20,0	**61876**
	520	65	338 000	540 000	10 800	1 000	1 300	40,0	**61976**
	560	57	377 000	620 000	12 200	950	1 200	51,0	**16076**
	560	82	462 000	750 000	14 600	950	1 200	67,5	**6076**
400	500	46	247 000	405 000	8 150	1 000	1 300	20,5	**61880**
	540	65	345 000	570 000	11 200	950	1 200	41,5	**61980**
	600	90	520 000	865 000	16 300	900	1 100	87,5	**6080**



Principal dimensions d	D	B	Basic load ratings dynamic C	static C_0	Fatigue load limit P_u	Speed ratings Lubrication grease	oil	Mass	Designation
mm			N		N	r/min		kg	–
420	520	46	251 000	425 000	8 300	950	1 200	21,5	**61884**
	560	65	351 000	600 000	11 400	900	1 100	43,0	**61984**
	620	90	507 000	880 000	16 300	900	1 100	91,5	**6084**
440	540	46	255 000	440 000	8 500	900	1 100	22,5	**61888**
	600	74	410 000	720 000	13 200	900	1 100	60,5	**61988**
	650	94	553 000	965 000	17 600	850	1 000	105	**6088**
460	580	56	319 000	570 000	10 600	900	1 100	35,0	**61892**
	620	74	423 000	750 000	13 700	850	1 000	62,5	**61992**
	680	100	582 000	1 060 000	19 000	800	950	120	**6092**
480	600	56	325 000	600 000	10 800	850	1 000	36,5	**61896**
	650	78	449 000	815 000	14 600	800	950	74,0	**61996**
	700	100	618 000	1 140 000	20 000	750	900	125	**6096**
500	620	56	332 000	620 000	11 200	800	950	37,5	**618/500**
	670	78	462 000	865 000	15 000	750	900	77,0	**619/500**
	720	100	605 000	1 140 000	19 600	750	900	135	**60/500**
530	650	56	332 000	655 000	11 200	750	900	39,5	**618/530**
	710	82	488 000	930 000	15 600	700	850	90,5	**619/530**
	780	112	650 000	1 270 000	20 800	670	800	185	**60/530**
560	680	56	345 000	695 000	11 800	700	850	42,0	**618/560**
	750	85	494 000	980 000	16 300	670	800	105	**619/560**
	820	115	663 000	1 470 000	22 000	630	750	210	**60/560**
600	730	60	364 000	765 000	12 500	670	800	52,0	**618/600**
	800	90	585 000	1 220 000	19 600	630	750	125	**619/600**
630	780	69	442 000	965 000	15 300	630	750	73,0	**618/630**
	850	100	624 000	1 340 000	21 200	600	700	160	**619/630**
	920	128	819 000	1 760 000	27 000	560	670	285	**60/630**
670	820	69	442 000	1 000 000	15 600	560	670	77,5	**618/670**
	900	103	676 000	1 500 000	22 400	530	630	185	**619/670**
	980	136	904 000	2 040 000	30 000	500	600	345	**60/670**
710	870	74	475 000	1 100 000	16 600	530	630	93,5	**618/710**
	950	106	663 000	1 500 000	22 000	500	600	220	**619/710**
	1 030	140	956 000	2 200 000	31 500	480	560	375	**60/710**

الباب الرابع

التزليق وكراسي التحميل

Lubrication and Journal Bearings

الهدف من التزليق هو تقليل الاحتكاك، التآكل(Wear) وارتفاع درجات الحرارة فى أجزاء الآلات التى توجد بينها حركة نسبية. مائع التزليق(Lubricant) هو أي مائع يكون بين الأجزاء المتحركة لتحقيق الأهداف أعلاه.

في الجلبة، يكون العمود فى حركة دورانية مستمرة أو متقطعة وتكون الحركة النسبية انزلاقية(sliding). فى المحامل تكون الحركة تدرجية (rolling). فى آلية الحدبة والتابع ينزلق التابع أو يتدحرج على الحدبة، في أسنان التروس تكون الحركة جزئياً انزلاقية وجزئياً تدحرجية. فى المحركات ينزلق الكباس داخل الأسطوانة في حركة ترددية. كل هذه التطبيقات تحتاج الى تزليق لتقليل الاحتكاك، التآكل وارتفاع درجات الحرارة.

4.1 أنواع التزليق (Types of Lubrication):

1. تزليق هيدروديناميكي (Hydrodynamic Lubrication)

في هذا النوع يتم فصل الجزئين بواسطة طبقة سميكة (thick film) نسبياً من مائع التزليق وبالتالي لا يوجد تلامس فعلي بينهما. لا يتطلب هذا النوع أن يكون مائع التزليق تحت ضغط عالي ولكن يجب إن يكون هنالك مصدر كافي للمائع فى كل الأوقات. يتولد ضغط المائع نتيجة لحركة السطح وبالتالي يدفع المائع فى منطقة مسلوبة (wedge–shaped zone).

2. تزليق هيدروستاتيكي(hydrostatic Lubrication) :

هنا يجب وضع مائع التزليق (Lubricant) فى المساحة التى تتحمل الحمل تحت ضغط عالي بحيث انه يتم فصل السطحين بطبقة سميكة نسبياً من المائع. لا يحتاج هذا النوع الى حركة نسبية بين السطحين.

3. تزليق هيدروديناميكي مرن (Elasto-hydrodynamic lubrication):

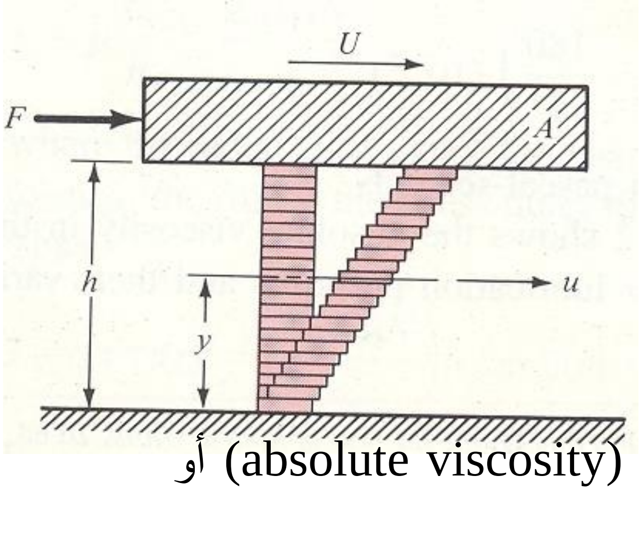
يحدث هذا النوع من التزليق عند وضع المائع بين سطحين بينهما تلامس تدحرجي (rolling contact).

4. تزليق رقيق (Boundary lubrication):

في حالة عدم وجود طبقة سميكة تكفي للفصل بين الجزئين (عندما تنخفض السرعة مثلاً أو تقل كمية الزيت أو يزيد الحمل أو ترتفع درجة الحرارة) يتم تلامس السطوح المتحركة وتسمي هذه الحالة بالتزليق الرقيق (boundary lubrication).

5. تزليق طبقة صلبة (Solid–film lubrication):

يستخدم هذا النوع عندما تعمل الجلب عند درجات حارة مرتفعة. فى هذه الحالة يتم استخدام طبقة صلبة كوسط تزليق مثل الجرافيت (graphite).



4.2 اللزوجة **(Viscosity)**

قانون نيوتن للانسياب اللزج(viscous flow):

$$\tau \, \alpha \, \frac{du}{dy}$$

أو

$$\tau = \frac{F}{A} = \mu \frac{du}{dy} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots (4.1)$$

حيث μ ثابت التناسب ويعرف باللزوجة المطلقة (absolute viscosity) أو اللزوجة الديناميكية (dynamic viscosity).

$\frac{du}{dy}$ معدل تغيير السرعة بالنسبة للمسافة – معدل القص (rate of shear)

إذا كان $\frac{du}{dy}$ كمية ثابتة فان:

$$\tau = \frac{F}{A} = \mu \frac{u}{h} \quad ....(4.2)$$

وحدة قياس μ في النظام الانجليزي هي : $1 reyn = 1 Lbs / in^2$

وفى نظام الوحدات العالمي،SI، فان وحدة قياس μ هي (Ns/m^2)

أو Pa.s (Pascal secd.)

اللزوجة الكينماتيكية : هي النسبة $v = \frac{\mu}{\rho}$ حيث ρ هي الكثافة

وحدة قياس v هي: $\frac{m^2}{s}$

فى نظام الـ cgs:

تقاس القوة بالداين: dyne (dyn)

تقاس اللزوجة الديناميكية بـ: Poise (P)

تقاس اللزوجة الكيناماتيكية بـ: stoke (St)

حيث: $St = (cm^2/s)$

$$1\,poise = dyn.s/cm^2$$

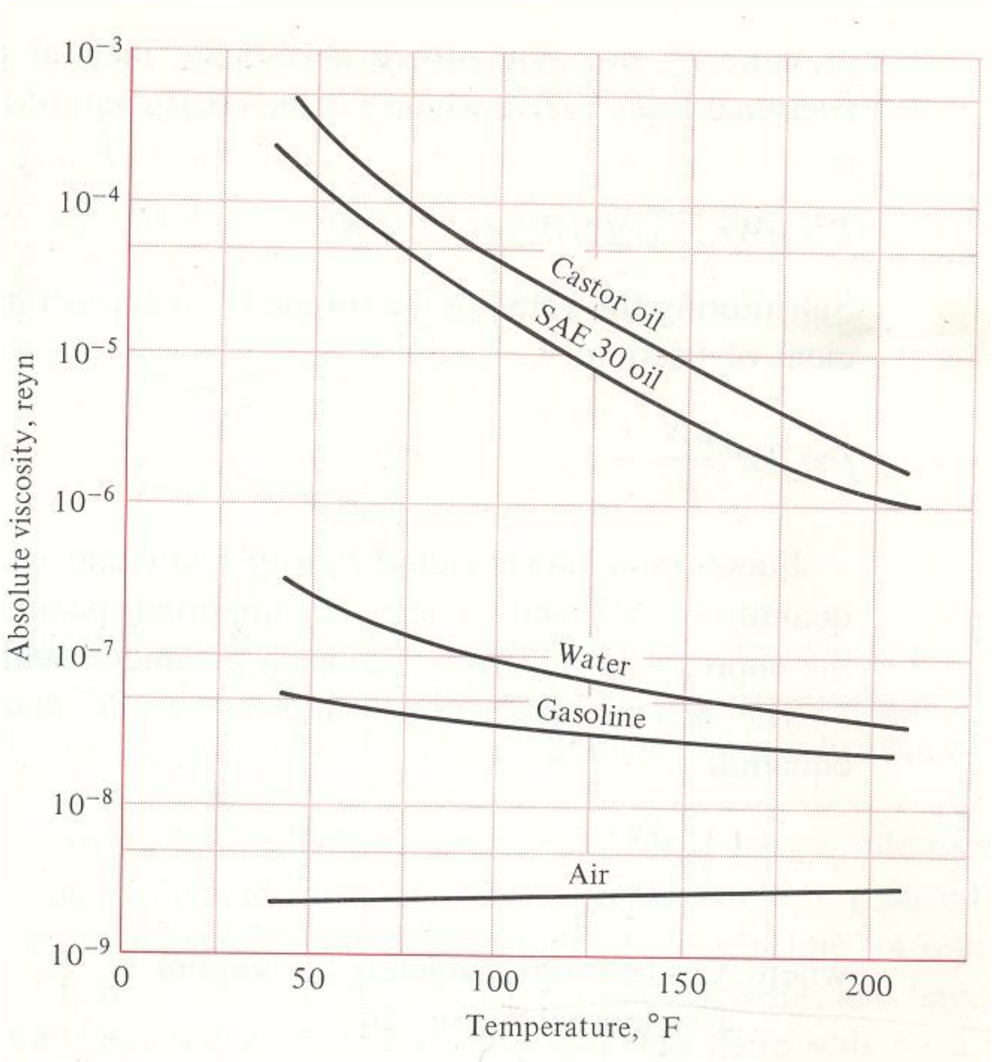
$$1cp = (1centipoise =)\frac{1}{1000}\,poise$$

عادة يتم استخدام cp وفى هذه الحالة يرمز لها بالرمز Z. للتحويل من cgs الى SI:

$$\mu(Pa.s) = 10^{-3} Z(cp)$$

أو النظام الانجليزي

$$\mu(reyn)=\frac{Z(cp)}{6.89\times10^{6}}$$



طريقة قياس اللزوجة باستخدام (Say bolt universal viscosimeter):

قياس الزمن بالثواني المطلوب لانسياب 60 ml من المائع عند درجة حرارة محددة خلال أنبوب قطره 17.6 mm وطوله 12.25 mm: تعرف النتيجة باللزوجة الكينماتيكية (kinematic viscosity).

باستخدام القانون فان اللزوجة الكينماتيكية (saybolt universal, viscosity) (suv) هي:

$$Z_k = (0.22t - 180/t) \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots \quad (4.3)$$

حيث Z_k بالـ cst (centistokes) و t الزمن بالثواني .

فى النظام العالمي SI: اللزوجة الكينماتيكية هي: $v = \frac{\mu}{\rho}$

ووحدة قياسها هى: (m^2/s)

للتحويل : $v(m^2/s) = 10^{-6} Z_k (cst)$

∴ تصبح المعادلة (4.3):

$$v = (0.22t - 180/t)10^{-6} \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots (4.4)$$

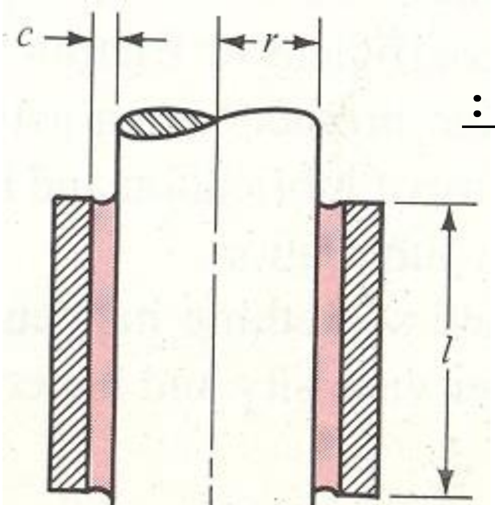
للتحويل الى اللزوجة الديناميكية نضرب v فى الكثافة (فى SI) بالكيلو جرام،

اي ان:

$$\mu = \rho(0.22t - 180/t) \times 10^{-6} \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots (4.5)$$

حيث وحدة قياس μ هي $\frac{N\,s}{m^2}$ (أو Pa.s)

4.3 قانون بتروف (Petroff 's Law) :



فى الشكل (4.2):

c : الخلوص النصف قطري بين العمود والجلبة، بوصة (in)، ملئ بالزيت ولا يوجد تسرب.

r : نصف قطر العمود (in)

L : طول الجلبة (in)

N : السرعة (rev/s)

السرعة السطحية : $U = 2\pi r N \, in/s$

(h = c لاحظ أن) $\tau = \mu \frac{U}{h} = \frac{2\pi r \mu N}{c}$ ....(a)

القوة المطلوبة لاحداث القص (قص الطبقة) هي:

$$F = \tau A$$

∴ العزم هو : $T = F.r = \tau.A.r$

$$= \frac{2\pi r \mu N}{c}.2\pi r L.r$$

$$= \frac{4\pi^2 r^3 L\mu N}{C} \text{..............................} (b)$$

اذا كان الحمل على الجلبة هو $W(Ib)$:

∴ الضغط هو: P = W / 2rl psi

قوة الاحتكاك هي: $F_f = fW$

حيث f معامل الاحتكاك

∴ العزم الفاقد فى الاحتكاك :

$$T = fWr = f.2rL\text{Pr} = 2r^2 fLP\text{.....................}(c)$$

بتعويض (c) فى (b) فان:

$$2r^2 \; f\; L\; p = \frac{4\pi^2 r^3 L\,\mu N}{c}$$

أي أن: $f = 2\pi^2.\frac{\mu N}{p}.\frac{r}{c}$ ....(4.6)

تعرف المعادلة (4.6) بقانون بتروف (Petroff's Law) والذي يعطي معامل الاحتكاك فى الجلبة،

يعرف رقم سومرفلد (sommerfeld number) أو الرقم المميز للجلبة (bearing characterstic number) بالعلاقة :

$$S = (r/c)^2.(\mu N/P) \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots(4.7)$$

حيث:

S : رقم سومر فلد (bearing characterstic no.)

r : نصف قطر العمود (journal) بالبوصة.

c : الخلوص النصف قطري بين العمود والجلبة بالبوصة.

μ: اللزوجة المطلقة (absolute viscosity) (reyn) او اللزوجة الديناميكية

$$1 reyn = (lbs/in^2)$$

N : السرعة الفعالة (significant speed) (rev/s)

P : الحمل المؤثر علي وحدة المساحة المسقطة (projected area) (psi)

ملحوظة: تعتبرالكميةٍ S رقم مهم فى المسائل المتعلقة بالتزليق وذلك لاحتوائها على كل المتغيرات التى يجب تحديدها بواسطة مهندس التصميم) تعرف النسبة r/c بنسبة الخلوص (clearance ratio).

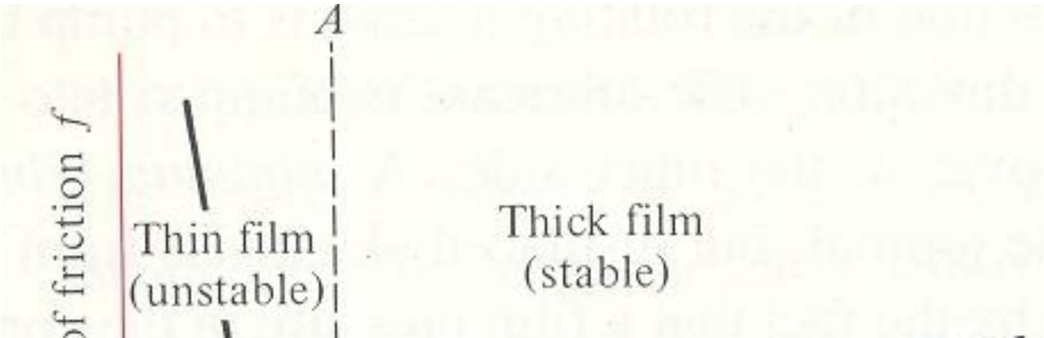
بضرب المعادلة (4.6) فى هذه النسبة فان :

$$f.r/c = 2\pi^2 \mu N/p(r/c)^2 = 2\pi^2 S \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots(4.8)$$

4.4 التزليق المستقر (stable Lubrication) :

الشكل (4.3) يوضح علاقة معامل الاحتكاك مع الرقم المميز للجلبة.

على يمين الخط AB، اذا حدث ارتفاع فى الحرارة فان μ تنخفض وبالتالي تنخفض الكمية $\frac{\mu N}{P}$ وتقل قيمة معامل الاحتكاك، f، وبالتالى ينخفض توليد الحرارة وتنخفض درجة حرارة الزيت وتزيد قيمة اللزوجة μ. وعليه فإن



المنطقة التي تقع علي يسار الخط AB تمثل منطقة تزليق مستقر.

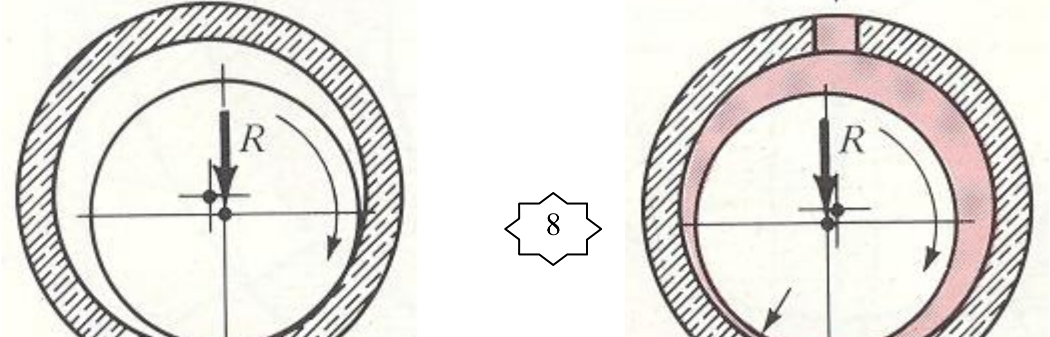
على يسار الخط AB وعند انخفاض قيمة اللزوجة μ تزيد قيمة معامل الاحتكاك، f، وبالتالي ترتفع درجة الحرارة وتنخفض اللزوجة ... وهكذا.

وعليه فإن المنطقة التي تقع علي يسار الخط AB تمثل منطقة تزليق غير مستقر (unstable lubrication)

النقطة C تمثل بداية تلامس المعدن عند انخفاض قيمة الكمية $\frac{\mu N}{P}$.

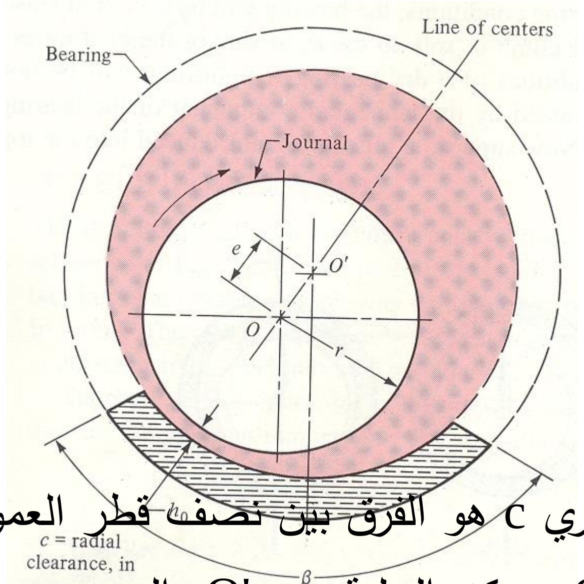
4.5 تزليق الطبقة السميكة (Thick film lubrication):

الشكل a (4.4) يوضح بداية الحركة بسرعة منخفضة. تكون الجلبة جافة وتتحرك نقطة التماس الى أعلى عكس اتجاه الحركة (تأثير زاوية الاحتكاك).



يتحقق الاتزان عندما تكون قوة الاحتكاك مساوية للمركبة المماسية للحمل.

فى الشكل b (4.4) أفرض ادخال المائع خلال الثقب: يتسبب دوران العمود فى ضخ الزيت حول الجلبة فى اتجاه الدوران، يتم ضخ الزيت فى حيز مسلوب (wedge–shaped space) ويتسبب فى حمل العمود للجانب الآخر فى اتجاه الدوران. يكون الخلوص الأدنى للطبقة، $h_{\circ}$، مزاح عن خط المركز الرأسي من أسفل نحو اتجاه حركة العمود. يصل الضغط الى قيمة قصوى عند نقطة تقع يسار مركز الجلبة. كما يوضح الشكل (4.6).



الخلوص النصف قطري c هو الفرق بين نصف قطر العمود والجلبة. يقع مركز العمود عند النقطة O ومركز الجلبة عند 'O. البعد بين هذين المركزين يسمي اللاتمركزية (eccentricity). ويرمز له بالرمز، e. الشكل (4.5).

أصغر سمك للطبقة، هو $h_\circ$ ويحدث عند الخط الذي يجمع المركزين.

h هو سمك الطبقة عند أي نقطة اخري.

تعرف نسبة اللاتمركزية بالنسبة: $\varepsilon = e/c$

4.6 إعتبارات التصميم:

لتوضيح طريقة تصميم الجلب افرض ان:

اللزوجة المطلقة: $\mu = 4\,\mu reyn$

السرعة: $N = 30\,rev/s$

الحمل (bearing Load) $W = 500\,lb$

نصف قطر العمود: $r = 0.75\,in$

الخلوص النصف قطري $c = 0.0015\,in$

طول الجلبة $L = 1.5\,in$

الزيت المستخدم هو: $SAE\,20$

درجة الحرارة عند المدخل $T = 100\,^\circ F$

الخطوات:

(1) أحسب الحمل فى وحدة المساحة:

$$P = \frac{W}{2\,r\,L} = \frac{500}{2 \times 0.75 \times 1.5} = 222\,psi$$

(2) $\therefore$ الرقم المميز للجلبة من المعادلة (7) هو:

$$S = \left(\frac{r}{c}\right)^2 \left(\frac{\mu N}{P}\right)$$

أو

$$S = \left(\frac{0.75}{0.0015}\right)^2 \left(\frac{4 \times 10^{-6} \times 30}{222}\right) = 0.135$$

(3) احسب النسبة: $L/d = \frac{1.5}{2 \times 0.75} = 1$

(4) من الشكل (   ) وباستخدام القيم: $Lld = 1,\ S = 0.135$

$$\therefore\ h_{\circ}/c = 0.42$$

كما ان: $\varepsilon = 0.58$

$h_{\circ}$: السمك الادنى، ε: هي نسبة اللاتمركزية.

يجب ان تكون قيم $h_{\circ}/c$ و ε داخل المساحة المطلقة فى الشكل

$$\therefore\ h_{\circ} = 0.42c = 0.42 \times 0.0015$$

$$\therefore\ h_{\circ} = 0.00063$$

(5) من الشكل (12.15) وباستخدام : $S = 0.135$ ، $L/d = 1$

أوجد الموضع الزاوي للسمك الادني للطبقة : $\phi = 53^{\circ}$

(6) اللاتمركزية هي :

$$e = \varepsilon \times c$$
$$= 0.58 \times 0.0015 = 0.00087\,in$$

(7) من الشكل (12.17) وبستخدام: $S = 0.135$ ، $L/d = 1$

فان: $\frac{r}{c} f = 3.5$

r : نصف قطر العمود (in)

c : الخلوص النصف قطري (in)

f : معامل الاحتكاك

$\therefore$ معامل الاحتكاك هو: $f = 3.5\frac{c}{r}$

اي ان : $f = 3.5 \times \frac{0.0015}{0.75} = 0.007$

∴ العزم الفاقد فى الاحتكاك : $T_f = fwr$

$$= 0.0007 \times 500 \times 0.75 = 2.62\, Lb.in$$

∴ القدرة المفقودة فى الاحتكاك هي :

$$P_f = \frac{T_f\ N}{1050}(hp)$$

حيث N السرعة (rev/s)

∴ $$P_f = \frac{2.62 \times 30}{1050} = 0.0748\, hp$$

أو : $$P_f = \frac{2\pi N T_f}{778 \times 12} = 0.0529\, Btu/s$$

(8) من الشكل (12.18) وباستخدام $S = 0.135$ و $L/d = 1$

فان : $$\frac{Q}{r\,c\,N\,L} = 4.28$$

Q = هي معدل الانسياب الحجمي للمائع الذي يتم ضخه فى الحيز المسلوب (Converging space) بواسطة العمود الدوار.

∴ وعليه فان : $Q = 4.28 \times 0.75 \times 0.0015 \times 30 \times 1.5 = 0.216\, in^3/s$

(9) من الشكل (12.19) : $Q_s / Q = 0.655$

حيث Q_s هو التسرب الجانبي (side leakage)

∴ $Q_s = 0.655 \times 0.216 = 0.142\, in^3/s$

(10) من الشكل (12.20) : $P / P_{max} = 0.42$

حيث P_{max} هو الضغط الأقصي المتولد فى الطبقة.

∴ $P_{max} = p/0.42 = 222/0.42 = 529\, psi$

(11) من الشكل (12.21) $\theta_{p\max} = 18.5^\circ$

حيث $\theta_{p\max}$ هو الوضع الزاوي للضغط الأقصي

من الشكل(12.21) ايضا $\theta_{P_\circ} = 75^\circ$

حيث : $\theta_{P_\circ}$ هو الوضع الزاوي لنهاية الطبقة.

(12) تعطي الزيادة فى درجة حرارة الزيت بالعلاقة الاتية:

$$\Delta T_f = \frac{0.103P}{\left\{1-\frac{1}{2}\left(\frac{Q_s}{Q}\right)\right\}} \frac{\frac{r}{c}f}{(Q/rcNL)} {}^\circ F$$

فى نظام الوحدات البريطاني.

أو بالعلاقة:

$$\Delta T_c = \frac{8.3P}{\left\{1-\frac{1}{2}\left(\frac{Q_s}{Q}\right)\right\}} \cdot \frac{\frac{r}{c}f}{(Q/rcNL)} {}^\circ C$$

فى نظام الوحدات العالمي (SI):

حيث وحدة قياس P هي $Mpa \left(MN/m^2\right)$ ووحدة قياس ΔT هي $^\circ C$ (Celsius (centigrade)) فى نظام الوحدات العالمي.

باستخدام القيم: P = 222 psi ، $Q_s/Q = 0.655$ ، $\frac{r}{c}f = 3.5$ ، $Q/rcNL = 4.28$ في المعادلة أعلاه فإن:

$$\therefore \quad \Delta T_f = \frac{0.103\times 222}{1-\frac{1}{2}\times 0.655} \times \frac{3.5}{4.28} = 27.8\,{}^\circ F$$

طريقة الاستكمال (Interpolation):

لايجاد قيم المتغيرات لنسب مختلفة لـ L/d غير النسب: $\frac{1}{4}$ ، $\frac{1}{2}$ ، 1 و ∞

يمكن استخدام القانون الاتي :

$$y = \frac{1}{(L/d)^3}\left\{-\frac{1}{8}\left(1-\frac{L}{d}\right)\left(1-2\frac{L}{d}\right)\left(1-4\frac{L}{d}\right)\right\}y_\infty$$
$$+\frac{1}{3}\left(1-2\frac{L}{d}\right)\left(1-4\frac{L}{d}\right)y_1$$
$$-\frac{1}{4}\left(1-\frac{L}{d}\right)\left(1-4\frac{L}{d}\right)y_{\frac{1}{2}}$$
$$+\frac{1}{24}\left(1-\frac{L}{d}\right)\left(1-2\frac{L}{d}\right)y_{\frac{1}{4}}$$

حيث y هو قيمة المتغير المطلوب ايجاده فى المدي : $\infty > L/d > \frac{1}{4}$

y_∞ ، y_1 ، $y_{\frac{1}{2}}$ ، $y_{\frac{1}{4}}$ هي قيم المتغير المناظرة لقيم النسبة L/d: ∞ ، 1 ، 1/2 و 1/4 على التوالى.

(13) التأكد من قيمة اللزوجة التى تستخدم فى التحليل:

مما سبق يتضح ان اللزوجة $4\ \mu reyn$ اعطت ارتفاع فى درجة حرارة الزيت مقداره $27.8^\circ F$

$\therefore$ درجة الحرارة المتوسطة هى:

$$T_{av} = T_1 + \frac{\Delta T_f}{2} = 100 + \frac{27.8}{2} = 113.9^\circ F$$

وباستخدام $T=113.9\ ^oF$ و $\mu = 4\mu reyn$ فى الشكل (12.11) نجد ان النقطة المعنية (النقطة الأولى) تقع تحت الخط الخاص بالزيت SAE 20 وبالتالي يتم اختيار قيمة جديدة للزوجة تكون اكبر من القيمة السابقة.

∴ افرض ان $\mu = 6\,\mu reyn$

∴ $S = \left(\frac{r}{c}\right)^2 \frac{\mu N}{P}$

$$= \left(\frac{0.75}{0.0015}\right)^2 \times \frac{6\times10^{-6}\times30}{222} = 0.202$$

من الشكل (12.17): $\frac{r}{c} f = 4.7$

من الشكل (12.18): $Q/rcNL = 4.1$

من الشكل (12.19): $Q_s/Q = 0.56$

$$\therefore \quad \Delta T_f = \frac{0.103\times222}{\left[1-\frac{1}{2}\times0.56\right]} \times \frac{4.7}{4.1} = 36.4\,^\circ F$$

∴ درجة الحرارة المتوسطة: $T = 100 + 36.4/2 = 118.2\,^\circ F$

باستخدام: $T = 118.2\,^\circ F$ و $\mu = 6\,\mu reyn$، نجد ان النقطة الثانية تقع فوق الخط الخاص بالزيت SAE 20

عند توصيل النقطتين الأولي والثانية فان الخط يتقاطع مع الخط الخاص بالزيت SAE 20 عند قيمة اللزوجة:

$\mu = 5.5\,\mu reyn$ و $T_{av} = 117\,^\circ F$.

وعليه فان اللزوجة التى يجب استخدامها فى التحليل هي: $\mu = 5.5\,\mu reyn$

وسوف يكون الارتفاع فى درجة الحرارة هو : $34\,^\circ F$

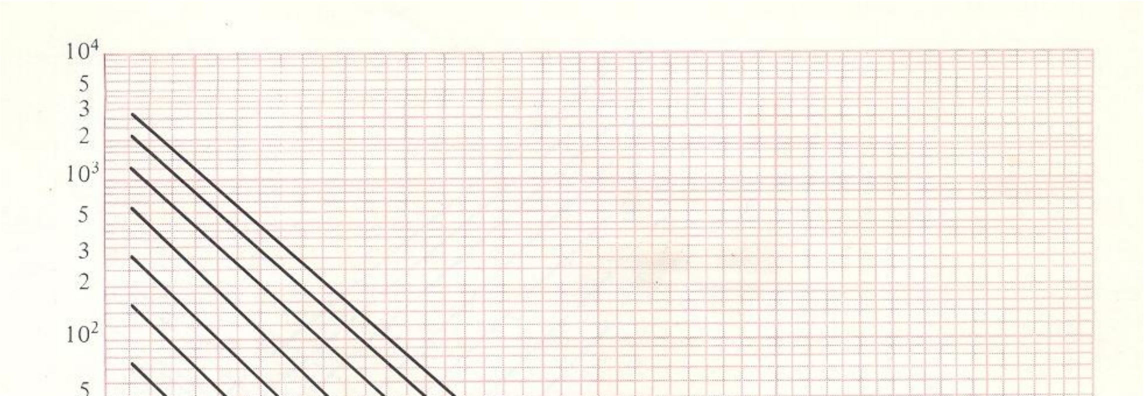
الجدول ادناه يوضح قيم الحمل فى وحدة المساحة المستخدم فى بعض التطبيقات :

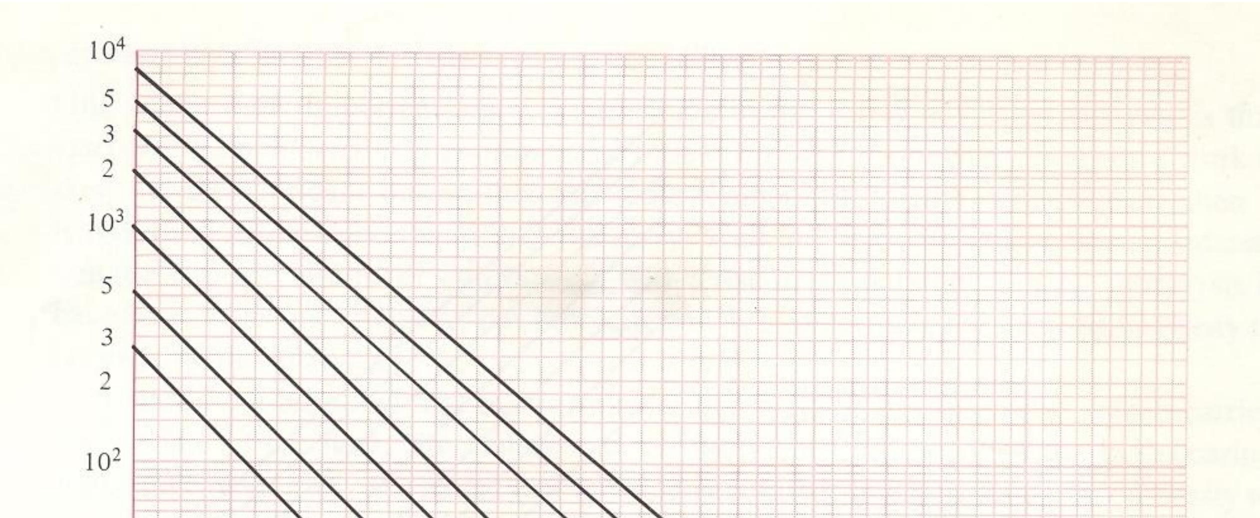
Fig(4.1) Range of Unit load in common use for sleeve bearings

Application	Unit Load

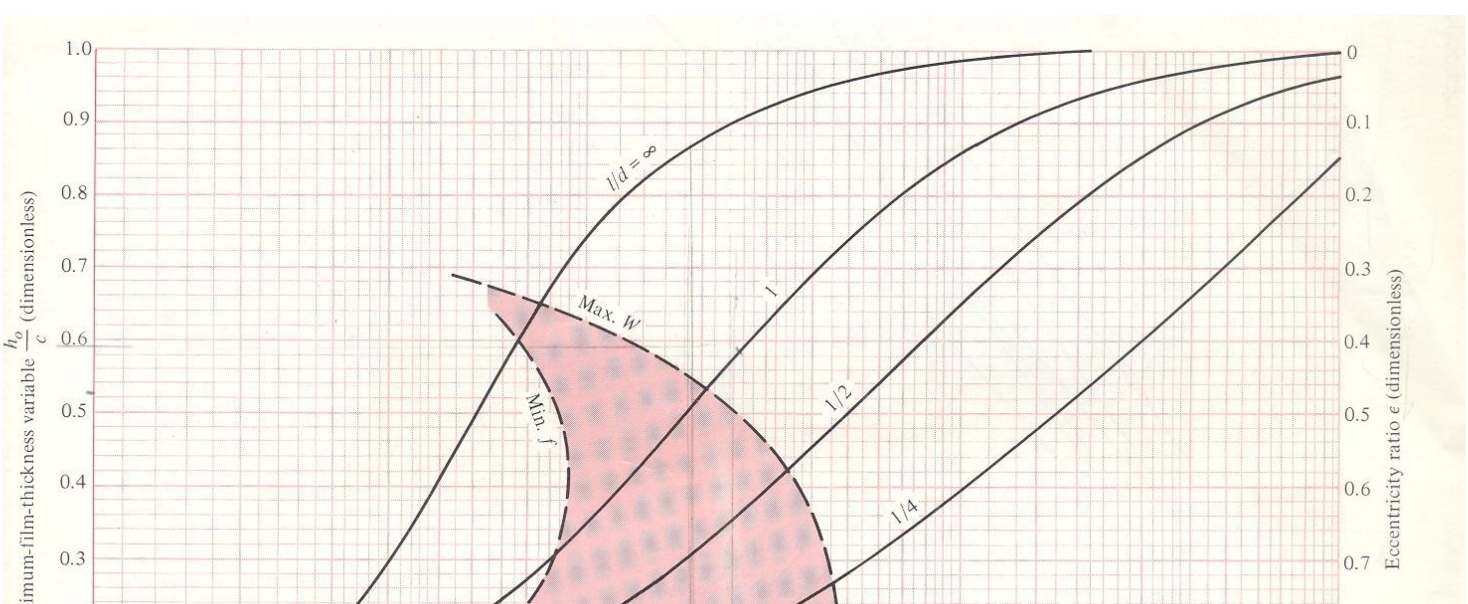
	Psi	MPa
Diesel engines :		
Main bearings	900 – 1700	6 – 12
crankpin	1150 – 230	8 – 15
piston pin	2000 – 2300	14 – 15
Electric motors	120 – 250	0.8 – 1.5
Steam turbines	120 – 250	0.8 – 1.5
ear reducers	120 – 250	0.8 – 1.5
Automotive engines:		
Main bearings	600 – 750	4 -5
crankpin	1700 – 2300	10 – 15
Air compressors :		
Main bearings	140 – 280	1−2
crankpin	280 – 500	2–4
Centrifugal pumps	100 – 180	0.6 – 1.2

بمعرفة قيمة الحمل فى وحدة المساحة يمكن بداية التصميم بتحديد قيمة مناسبة للنسبة L/d تتراوح بين 2.2 – 0.6.

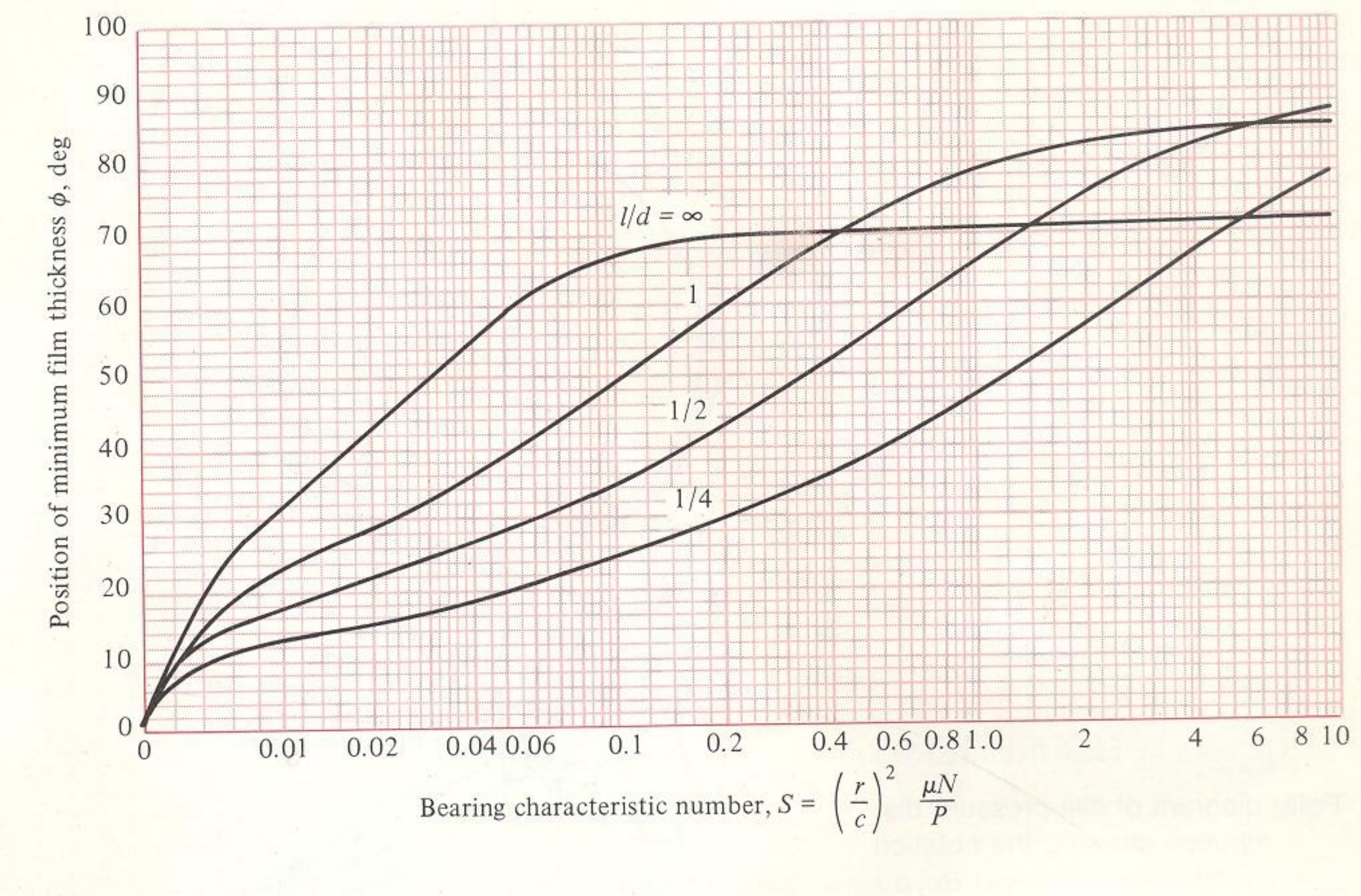


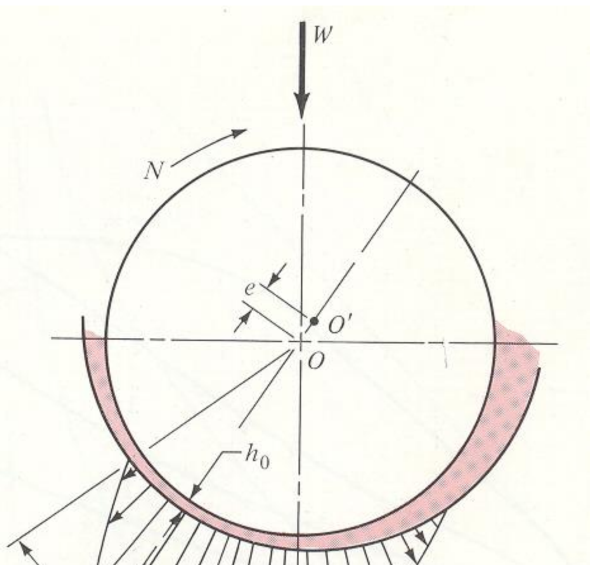


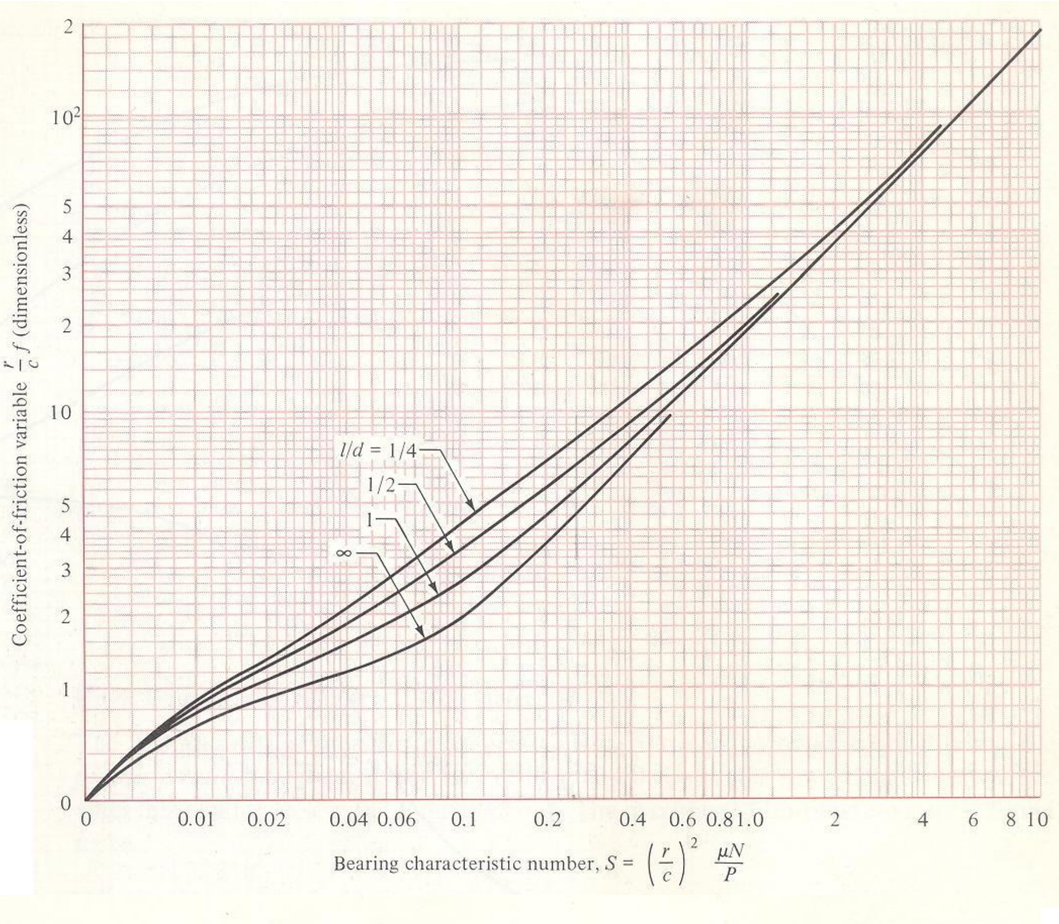
10^4
5
3
2
10^3
5
3
2
10^2



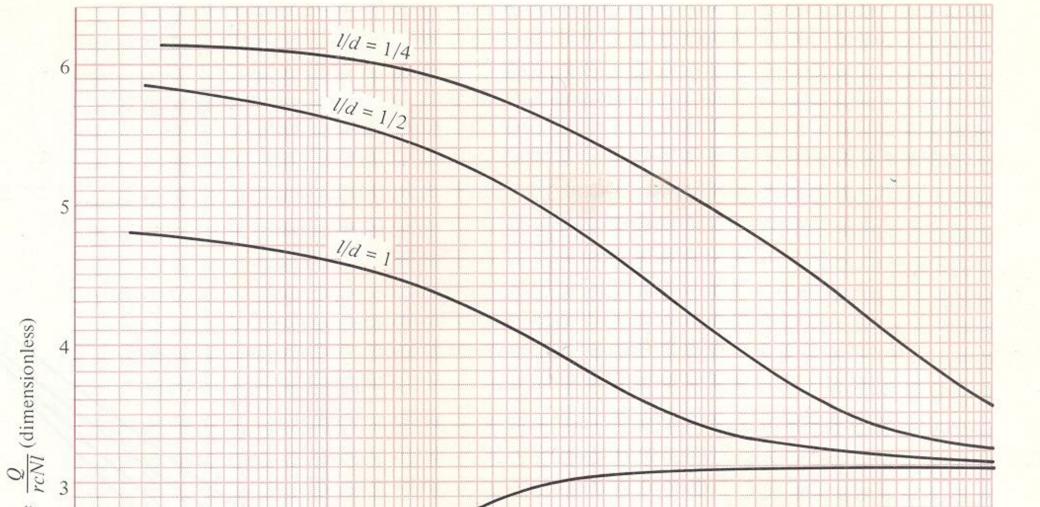
1.0
0.9
0.8
0.7
0.6
0.5
0.4
0.3
imum-film-thickness variable $\frac{h_o}{c}$ (dimensionless)
0
0.1
0.2
0.3
0.4
0.5
0.6
0.7
Eccentricity ratio ϵ (dimensionless)
$l/d = \infty$
1
1/2
1/4
Max. W
Min. f


Position of minimum film thickness ϕ, deg
100
90
80
70
60
50
40
30
20
10
0
$l/d = \infty$
1
1/2
1/4
0
0.01
0.02
0.04 0.06
0.1
0.2
0.4
0.6 0.8 1.0
2
4
6
8 10
Bearing characteristic number, $S = \left(\frac{r}{c}\right)^2 \frac{\mu N}{P}$

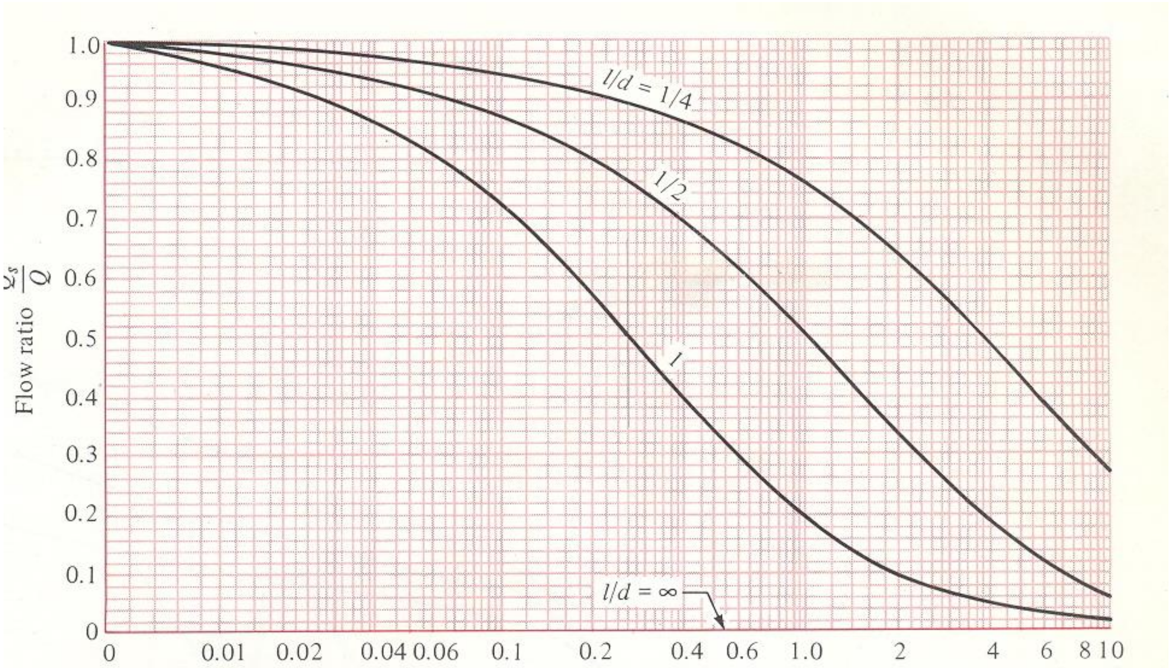

W
N
e
O'
O
h_0



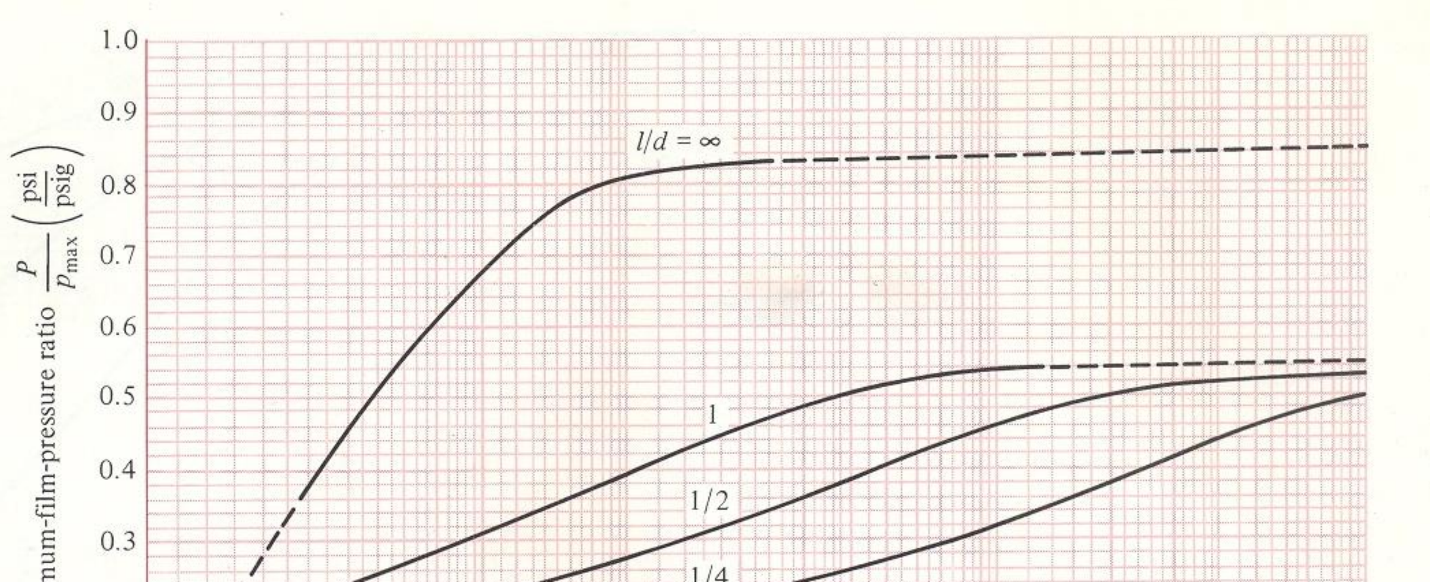
Coefficient-of-friction variable $\frac{r}{c}f$ (dimensionless)
Bearing characteristic number, $S = \left(\frac{r}{c}\right)^2 \frac{\mu N}{P}$
$l/d = 1/4$
1/2
1
∞
0
0.01
0.02
0.04
0.06
0.1
0.2
0.4
0.6
0.8
1.0
2
4
6
8
10
1
2
3
4
5
10
20
30
40
50
10^2
200



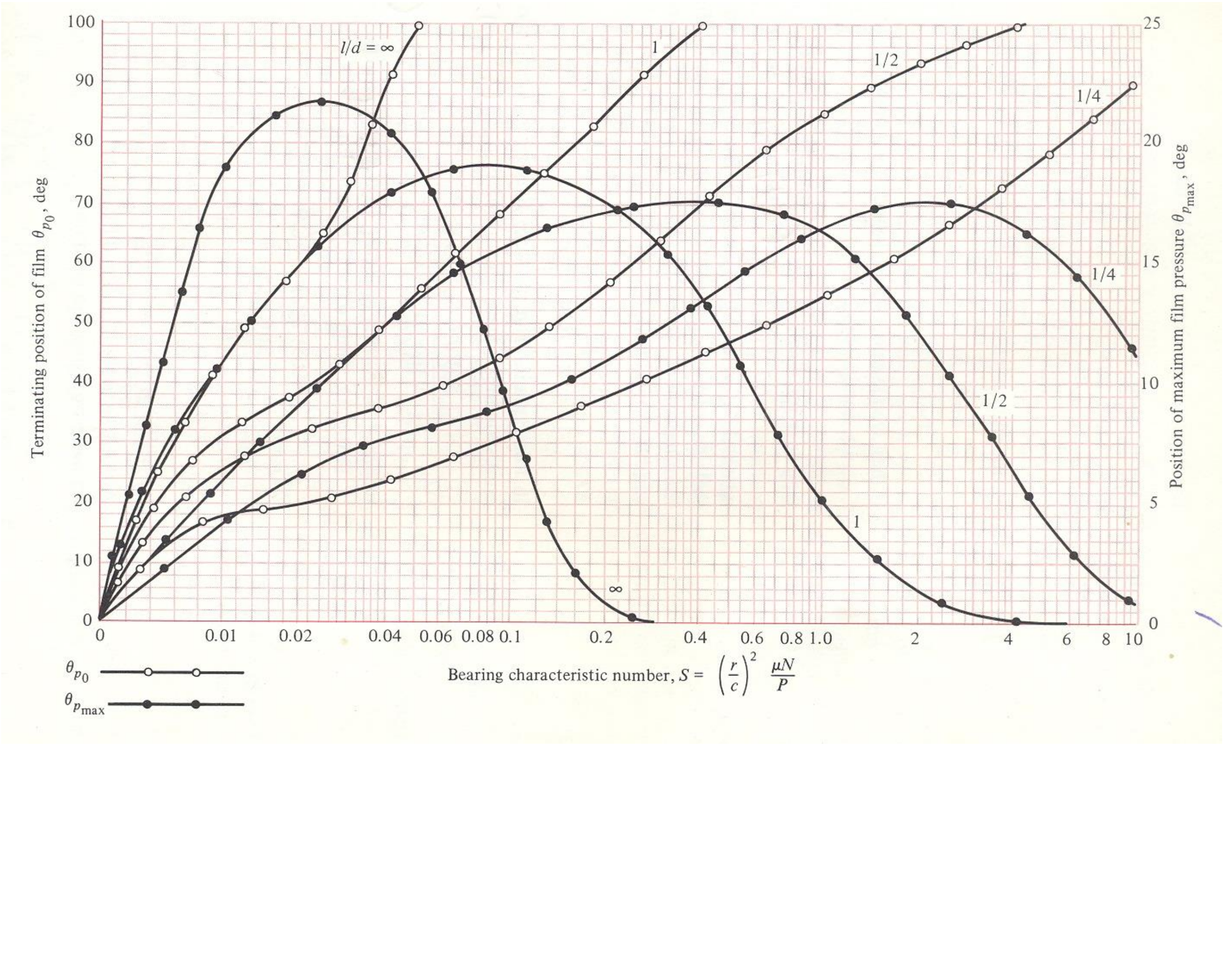
$\frac{Q}{rcNl}$ (dimensionless)
$l/d = 1/4$
$l/d = 1/2$
$l/d = 1$
3
4
5
6



Flow ratio $\frac{Q_s}{Q}$
1.0
0.9
0.8
0.7
0.6
0.5
0.4
0.3
0.2
0.1
0
$l/d = 1/4$
1/2
1
$l/d = \infty$
0
0.01
0.02
0.04
0.06
0.1
0.2
0.4
0.6
1.0
2
4
6
8
10



mum-film-pressure ratio $\frac{P}{p_{max}} \left(\frac{psi}{psig}\right)$
1.0
0.9
0.8
0.7
0.6
0.5
0.4
0.3
$l/d = \infty$
1
1/2
1/4



View publication stats